



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

ULB

# **Untersuchung des Rollverhaltens von Mehrwalzen-Systemen unter Einbeziehung einer viskoelastischen Walze**

Glück, Michael

(1976)

DOI (TUprints): <https://doi.org/10.25534/tuprints-00013547>

Lizenz:



CC-BY 4.0 International - Creative Commons, Namensnennung

Publikationstyp: Buch

Fachbereich: 16 Fachbereich Maschinenbau

16 Fachbereich Maschinenbau

Quelle des Originals: <https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/13547>

---

# **Untersuchung des Rollverhaltens von Mehrwalzen-Systemen unter Einbeziehung einer viskoelastischen Walze**

Dem Fachbereich Maschinenbau  
an der Technischen Hochschule Darmstadt

zur

Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte

**Dissertation**

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Michael Glück

aus

Darmstadt

Berichterstatter: Prof. Dipl.-Ing. K. R. Scheuter

Mitberichterstatter: Prof. Dr.-Ing. W. Raab

Tag der Einreichung: 11. Dezember 1975

Tag der mündlichen Prüfung: 22. März 1976

Darmstadt 1976

D 17

# **Untersuchung des Rollverhaltens von Mehrwalzen-Systemen unter Einbeziehung einer viskoelastischen Walze**

Dem Fachbereich Maschinenbau  
an der Technischen Hochschule Darmstadt

zur

Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte

**Dissertation**

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Michael Glück

aus

Darmstadt

Berichterstatter: Prof. Dipl.-Ing. K. R. Scheuter

Mitberichterstatter: Prof. Dr.-Ing. W. Raab

Tag der Einreichung: 11. Dezember 1975

Tag der mündlichen Prüfung: 22. März 1976

Darmstadt 1976

D 17

Hiermit erkläre ich an Eides Statt, daß  
ich die vorliegende Arbeit - abgesehen  
von den ausdrücklich genannten Hilfen -  
selbständig verfaßt habe.

*Michael Glück*



- III -

Meiner Mutter

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit in den Jahren 1970 - 1975 am Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren an der Technischen Hochschule Darmstadt.

Für sein stetiges Interesse und seine wertvollen Beiträge zum Gelingen dieser Arbeit danke ich besonders dem Leiter des Institutes, Herrn Prof. Dipl.-Ing. Karl R. Scheuter.

Herrn Prof. Dr.-Ing. W. Raab möchte ich für seine Anregungen und Hilfe vor dem Verfassen der Arbeit ebenso danken, wie den Herren Professoren Dr.-Ing. K.H. Kloos und Dr.-Ing. H. Wallhäuser für ihre freundliche Bereitschaft, einzelne Problempunkte mit mir zu diskutieren.

Mein Dank gilt weiterhin den Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Instituts, die mir beim Zustandekommen dieser Arbeit tatkräftig zur Seite standen, insbesondere aber Herrn G. Weitzel, der - stets hilfsbereit - mir bei der Durchführung der Versuche eine wertvolle Unterstützung war.

Der Firma Felix Böttcher, Köln, sei Dank für die Bereitstellung aller für die Untersuchung benötigten Gummwalzen.

Gedankt sei auch der Forschungsgesellschaft Druckmaschinen e.V., der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen (AIF) und dem Bundeswirtschaftsministerium für die finanzielle Förderung dieser Untersuchung.

## Inhaltsverzeichnis

	Seite
0. VERZEICHNIS DER WICHTIGSTEN SYMBOLE	IX
1. E I N L E I T U N G	1
1.1 Aufbau und Wirkungsweise von Walzenfarbwerken	1
1.2 Praxisprobleme von Walzenfarbwerken; verwandte Probleme	4
1.3 Gedanken zur Aufgabenstellung und Lösungsfindung	8
1.4 Die phänomenologischen Merkmale des Dreiwalzen- Systems	13
1.5 Was ergibt die Literaturrecherche ?	17
1.5.1 Rollvorgänge in der Theorie	
1.5.2 Das Rollproblem aus der Sicht der linearen Viskoelastizitätstheorie	
1.5.3 Untersuchungen über anwendungsbezogene Roll- vorgänge	
1.5.4 Abgrenzung der eigenen gegenüber anderen Arbeiten	
2. E N T W I C K L U N G U N D A U F B A U D E R V E R S U C H S A N L A G E	30
2.1 Die experimentelle Aufgabe und die Einflußgrößen	30
2.2 Die konstruktive Ausführung	31
2.3 Die Meßtechnik	33

3. E I N F L U S S G R Ö S S E N U N D M E S S G E - N A U I G K E I T	40
3.1 Die Versuchsdurchführung beim Zweiwalzen-System	40
3.2 Fehlerquellen und Störgrößen	42
3.3 Die Radienänderungen infolge Fliehkraft, Temperatur und Anstellung	44
3.4 Die eingesetzten Belagmaterialien	51
3.4.1 Die Materialzusammensetzung	
3.4.2 Die Materialprüfung nach DIN 53513	
3.4.3 Zeitliche Materialveränderungen	
4. D A S R O L L V E R H A L T E N D E S Z W E I - W A L Z E N - S Y S T E M S	64
4.1 Das einfache viskoelastische Modell	64
4.2 Die Gleichgewichtsbedingungen am Zweiwalzen-System	68
4.3 Die Bestimmung der Lagermomente	69
4.4 Betrachtungen zur Druckzonenbreite	73
4.5 Die Druckkraft am Zweiwalzen-System	82
4.5.1 Meßergebnisse und bisherige Rechnung	
4.5.2 Die Berechnung der Druckkraft unter Berück- sichtigung der Nicht-Linearität des E-Moduls	
4.6 Die Drehmomente am Zweiwalzen-System	98
4.6.1 Die Berechnung des viskoelastischen Momentes unter Berücksichtigung der Nicht-Linearität des E-Moduls	
4.6.2 Der Hebelarm $a_0$ des viskoelastischen Momentes	
4.6.3 Die gemessenen Drehmomente	

4.7 Die Drehzahlabhängigkeit von Druckkraft und Moment	112
4.8 Der Schlupf	118
4.8.1 Überlegungen zum Schlupf	
4.8.2 Die Schlupfgleichungen	
4.8.3 Der Schlupf in der Literatur	
4.8.4 Die Meßwerte für den Schlupf und Vergleiche mit Rechenwerten	
5. DER EINFLUSS VON FARBE AUF DAS ROLLVERHALTEN DES ZWEI WALZEN - SYSTEMS	141
5.1 Bisher durchgeführte Arbeiten und die Grundlagen, auf denen sie aufbauen	141
5.2 Die Ergebnisse aus einer ersten einführenden Versuchsreihe	146
5.2.1 Die gemessenen Druckkraftverläufe	
5.2.2 Die gemessenen Drehmomentverläufe und der Schlupf	
5.3 Die Ergebnisse aus einer zweiten Versuchsreihe	155
5.4 Schlußfolgerungen aus den Messungen mit einem Zwischenmedium	162
6. DAS BETRIEBSVERHALTEN DES DREI WALZEN - SYSTEMS	166
6.1 Einleitende Bemerkungen zum Dreiwalzen-System	166
6.1.1 Die Retardation im Dreiwalzen-System	
6.1.2 Das Dreiwalzen-System als Koppelgetriebe	
6.1.3 Versuchsarten im Dreiwalzen-System	

6.2	Momentengleichgewicht und Leistungsflüsse	174
6.2.1	Die Gleichgewichtsbedingungen am Dreiwalzen-System	
6.2.2	Momentensumme und Momentendifferenz	
6.2.3	Die Möglichkeiten im Leistungsfluß	
6.3	Die Meßergebnisse unter verschiedenen Betriebsbedingungen am Dreiwalzen-System	185
6.3.1	Das symmetrische Dreiwalzen-System	
6.3.2	Das bezüglich der Anstellung asymmetrische Dreiwalzen-System	
6.3.3	Das bezüglich der antreibenden Umfangsgeschwindigkeiten asymmetrische Dreiwalzen-System	
6.3.4	Das bezüglich der antreibenden Umfangsgeschwindigkeiten und der Anstellungen asymmetrische Dreiwalzen-System	
7.	DER EINFLUSS DER DRUCKFARBE AUF DIE MOMENTENVERLÄUFE IM DREI WALZEN - SYSTEM	235
7.1	Die Momentenverläufe im asymmetrischen Dreiwalzen-System	
7.2	Das bezüglich der Anstellung asymmetrische Dreiwalzen-System mit Farbe	
7.3	Das bezüglich der antreibenden Umfangsgeschwindigkeiten asymmetrische Dreiwalzen-System mit Farbe	
7.4	Das bezüglich der antreibenden Umfangsgeschwindigkeiten und der Anstellungen asymmetrische Dreiwalzen-System mit Farbe	
8.	ZUSAMMENFASSUNG	244
9.	ANHANG	248
10.	LITERATURVERZEICHNIS	255
	LEBENS LAUF	269

0. VERZEICHNIS UND ERLÄUTERUNG DER WICHTIGSTEN,  
VERWENDETEN SYMBOLE

- $a_0$  - Abstand zwischen der Resultierenden der Druckverteilung und der Verbindungslinie der Walzenmittelpunkte
- $a$  - Druckzonenbreite
- $a$  - Drehzahlverhältnis
- $a_s$  - statische Druckzonenbreite
- $d$  - Belagstärke
- $D$  - gemessene Druckkraft
- $E$  - Elastizitätsmodul
- $f$  - Verformungsfrequenz
- $f_p$  - Funktion des  $\operatorname{tg} \delta$
- $f_M$  - Funktion des  $\operatorname{tg} \delta$
- $F_L$  - Lagerreibung
- $F_e$  - Lagerbelastung infolge Eigengewicht
- $F_S$  - Segmentfläche
- $K$  - dimensionsloses Argument  $K=a/4d$
- $l$  - Bogenlänge
- $L$  - Walzenlänge (einheitlich 10 cm für alle Walzen)
- $m$  - Amplitudenexponent im dynamischen Fall

$M$	- gemessenes Drehmoment
$M_A$	- Moment um den Anfangspunkt der Druckzone
$M_L$	- Reibmoment der Lager
$M_R$	- Rollmoment aus den Messungen
$M_V$	- gerechnetes viskoelastisches Moment
$M_{VA}$	- gerechnetes viskoelastisches Moment unter Berücksichtigung der Amplitudenabhängigkeit
$M_{VD}$	- durch Einsetzen der gemessenen Druckkraft errechnetes viskoelastisches Moment
$n$	- Amplitudenexponent im statischen Fall
$n$	- Drehzahl
$P$	- gerechnete Normalkraft
$P$	- Leistung
$q$	- Drehzahlexponent
$q_1$	- Impulse pro Umdrehung der Stahlwalze
$q_v$	- Impulse pro Umdrehung der Gummiwalze
$r$	- Radius
$R^*$	- Ersatzradius
$s$	- Schlupf
$S$	- Anstellung der Stahl- gegenüber der Gummiwalze
$t$	- Zeitkoordinate



- $t_K$  - Kontaktzeit
- $T$  - Tangentialkraft
- $u$  - Radialverschiebung
- $v$  - Umfangsgeschwindigkeit
- $V$  - Volumen
- $x$  - Koordinate in Umfangsrichtung
- $y$  - Koordinate in Radialrichtung
- $z$  - Werkstoffparameter
- $Z_p$  - Funktion des  $\operatorname{tg} \delta$  und des Amplitudenexponenten
- $Z_M$  - Funktion des  $\operatorname{tg} \delta$  und des Amplitudenexponenten

#### 0.1 Momentenindizierungen im Dreiwalzen-System

- $M_Z$  - Moment im Zweiwalzen-System
- $M1_Z, M2_Z$  - Momente im symmetrischen Dreiwalzen-System  
im Walzenzweig 1 bzw. 2
- $M1_S, M2_S$  - Momente im asymmetrischen Zweiwalzen-System  
mit  $r1=r2$  und  $S1 \neq S2$
- $M1_r, M2_r$  - Momente im asymmetrischen Dreiwalzen-System  
mit  $r1 < r2$  und  $S1 = S2$
- $M1_x, M2_x$  - Momente im asymmetrischen Dreiwalzen-System  
mit  $r1 < r2$  und  $S1 \neq S2$

## 0.2 Griechische Symbole

$\alpha$	-	Ausdehnungskoeffizient
$\delta$	-	Verlustwinkel
$\varepsilon$	-	Dehnung
$\eta$	-	Viskosität
$\vartheta$	-	Temperatur
$\mu$	-	Reibkoeffizient
$\nu$	-	Poisson-Zahl
$\xi$	-	Koordinate
$\pi$	-	3,14
$\sigma$	-	Radialspannung
$\tau_c$	-	Retardationszeit
$\varphi$	-	Zentriwinkel
$\phi, \psi$	-	Funktionen
$\omega$	-	Winkelgeschwindigkeit

## 1. E I N L E I T U N G

### 1.1 Aufbau und Wirkungsweise von Walzenfarbwerken

In der vorliegenden Arbeit werden speziell die Abrollverhalten und - damit verbunden - die Antriebsprobleme von Walzenfarbwerken in Druckmaschinen eingehend untersucht. Die Untersuchung des Abrollverhaltens beinhaltet umfassend die Ermittlung von Spannungen, Kräften, Momenten und Leistungen sowie von Verformungen in radialer und tangentialer Richtung, wie sie beim Abrollen von Walzen unter den besonderen Betriebsbedingungen eines Walzenfarbwerks entstehen können. Der Begriff "Abrollen" ist hier nicht im strengen Sinn, wie in der technischen Mechanik üblich, als reines Rollen, also das Haften zweier Oberflächen, aufzufassen, sondern Gleiten soll grundsätzlich in partiellen Bereichen der Berührzone zugelassen sein.

Walzenfarbwerke findet man vorzugsweise in Hochdruck- und Flachdruckmaschinen. Die Aufgabe eines solchen Farbwerkes ist es, eine dem Farbkasten entnommene Farbmenge unter Berücksichtigung der Rückwirkungen von der Druckform gleichmäßig zu verteilen und mit Hilfe von Auftragswalzen einen dünnen, konstanten Farbfilm auf die Druckform zu bringen. Die Farbversorgung aus dem Farbkasten kann kontinuierlich über eine Filmwalze oder diskontinuierlich über einen sog. Heber erfolgen. Der Heber übergibt an die Walzenanordnung einen Farbstreifen einer einstellbaren Bogenlänge, der zu einem gleichmäßigen Film ausgewalzt werden soll. Die Rückwirkungen von der Druckform entstehen dadurch, daß nur an diskreten Stellen - nämlich den druckenden Flächen - Farbe von den Auftragswalzen abgegeben wird, an den anderen Stellen jedoch der Farbfilm nicht gespalten wird. Dadurch bildet sich ein Farbprofil auf den Auftragswalzen, das bis zur nächsten Einfärbung, nach einer Umdrehung also, wieder geglättet

sein muß. Andernfalls werden die druckenden Flächen mit unterschiedlichen Schichten eingefärbt, was auf dem Druckbild sichtbar ist und als "Geistereffekt" bezeichnet wird. Ebenso sind geringste Störungen im Farbwerk, gleich welche Ursache sie im einzelnen haben, im Druck zu sehen und mindern damit dessen Qualität.

Das Farbwerk ist demnach ein wesentliches Aggregat in einer Druckmaschine.

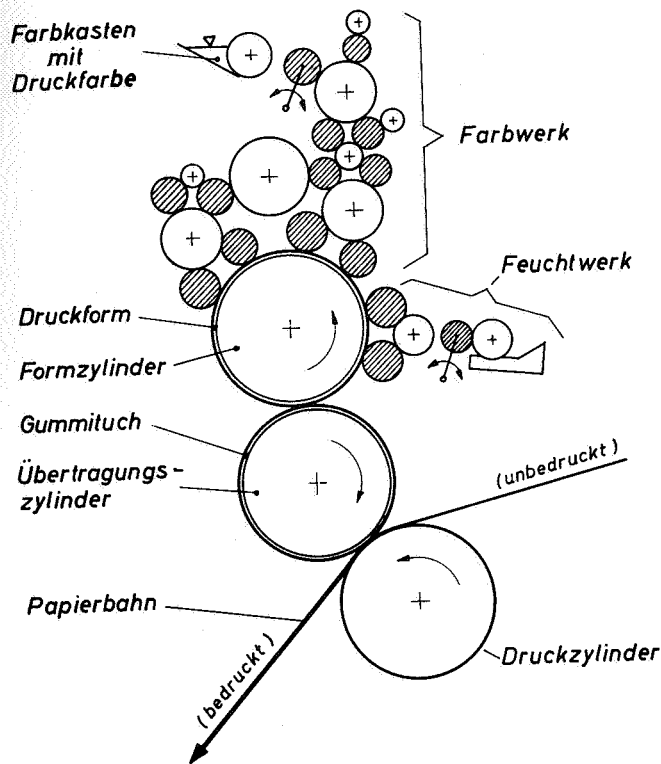
Von Walzenfarbwerken werden i.allg. Farben mit einer scheinbaren Viskosität von 20 bis 1000 poise verarbeitet. Eine Ausnahme hiervon bilden die Farbwerke in Flexodruckmaschinen, in denen ebenfalls von einer Hochdruckform gedruckt wird.

Diese Farbwerke sind sehr einfach aufgebaut und umfassen meist nur zwei Walzen.

Walzenfarbwerke bestehen, wie aus den beiden Beispielen in Abb. 1 ersichtlich, aus abwechselnd angeordneten Stahl- und Gummiwalzen unterschiedlichen Durchmessers, die wechselseitig aufeinander abrollen. Der Ausdruck "Gummiwalze" soll hier, im Übereinklang mit der üblichen Verwendung in der Fachsprache, abkürzend benutzt werden für einen zylindrischen Körper, der aus einem zylindrischen Stahlkern besteht und mit einem elastomeren Belagmaterial bezogen ist, das weitgehend als inkompressibel gelten kann.

Abb. 1 zeigt schematisch den prinzipiellen Aufbau eines Walzenfarbwerks einer Hochdruck- und einer Offsetdruckmaschine. Farbwerke von Offsetmaschinen haben meist eine größere Anzahl von Walzen, sind aber grundsätzlich gleich aufgebaut wie diejenigen von Hochdruckmaschinen. Ein

### Walzenfarbwerk (Offset)



### Walzenfarbwerk (Hochdruck)

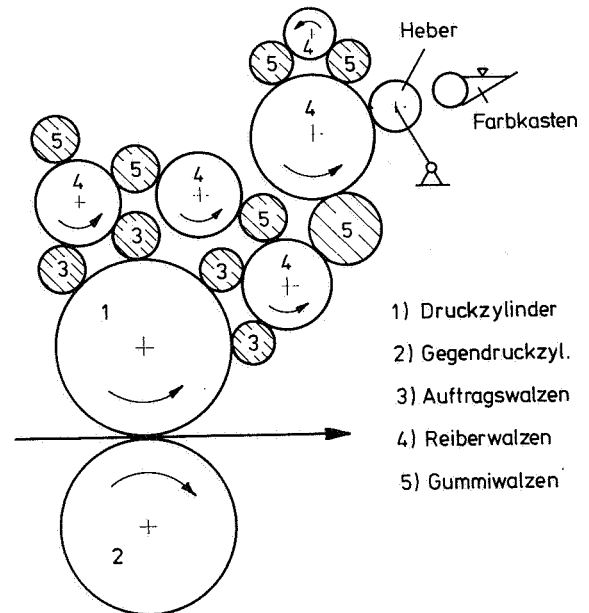


Abb. 1 Beispiele für Walzenfarbwerke

Unterschied besteht noch darin, daß die Reiberwalzen - üblicherweise als "Stahlwalzen" bezeichnet - in Offsetfarbwerken entweder einen Bezug aus Polyamid 11 (Markenname: Rilsan) von 1 bis 1,5 mm Dicke tragen oder aber verkupfert sind.

Die Rilsanschicht ist sehr hart und kann im Vergleich zum elastomeren Belag der Gummiwalzen als starr angesehen werden. Diese Beschichtungen haben eine reine Korrosionsschutzfunktion, da im Offsetdruck entweder die Druckplatte vor der Einfärbung gefeuchtet wird oder die erste Auftragswalze über ein Feuchtwerk mit Wasser benetzt wird. In beiden Fällen gelangt Wasser ins Farbwerk.

Die Stahlwalzen eines Farbwerks werden formschlüssig über Zahnradgetriebe angetrieben. Neben der Rotation um die Zylinderachse führen sie noch eine oszillierende Bewegung in achsialer Richtung aus. Diese Querverreibung nennt man Changierung. Die Gummiwalzen werden gegen die Stahlwalzen angedrückt und durch Friktion mitgenommen. Diese Anstellung der Gummi- an die Stahlwalzen erfolgt in Praxismaschinen einstellbar z.B. über exzentrische Lagerungen oder pneumatische bzw. hydraulische Anstellvorrichtungen. Bei Maschinenstillstand können die Gummiwalzen einheitlich abgestellt werden. Das Maß der Zustellung ist - unter Beachtung bestimmter Richtlinien der Bedienungsanleitung - dem Drucker überlassen, der diese aufgrund seiner Erfahrung vornimmt. Dies geschieht meist mit Hilfe der auf einen Papierstreifen abgedruckten statischen Druckzonenbreite. Dabei werden zwischen den einzelnen Berührstellen keine Unterschiede gemacht, die in den verschiedenen Durchmessern oder Belagstärken begründet wären. Eine Umfrage bei den Druckmaschinenherstellern ergab Zahlenwerte für die Streifenbreiten von 6 bis 10 mm. Dies entspricht Zustellungen - gemessen als Annäherung der Walzenmittelpunkte - von 0,1 bis 0,4 mm, in Einzelfällen auch mehr.

## 1.2 Praxisprobleme von Walzenfarbwerken; verwandte Probleme

Die Anstellung einer Gummi- an eine Stahlwalze bewirkt radiale und tangentielle Verformungen im Belagmaterial, wobei besonders die tangentielle Randdehnung in der Berührungzone der beiden Walzen für die Abwicklung der Gummiwalze von Bedeutung ist. Wegen der Inkompressibilität des Belagmaterials weicht dieses seitlich aus und es kommt zur Wulstbildung. Der Ort und die Gestalt des Wulstes wird durch die Spannungsverteilung in dem elastomeren Belag bestimmt.

Die Zustellung muß theoretisch so gewählt sein, daß sich eine einwandfreie Abwicklung der Walzen aufeinander ergibt, d.h. daß die Walzen unter Einhaltung der Haftbedingung aufeinander abrollen können (sog. true rolling). Jedes partielle Gleiten bedeutet eine Störung, die von Einfluß auf die Gleichmäßigkeit des Farbfilmes sein kann. Besonders genau im Sinne des true rolling müssen die Auftragswalzen an den Druckformzylinder angestellt sein, denn an dieser Stelle führt ein Gleiten, auch in Mikrobereichen der Berührzone, nicht nur zu Störungen bei der Einfärbung, sondern auch zu einer vorzeitigen Abnutzung der Druckform und zum Verschmieren des Druckbildes. Die letztgenannte Erscheinung, oft auch mit Schmitz oder Doublieren bezeichnet, kann also ihre Ursache bereits in einer falschen Anstellung der Auftragswalzen haben und nicht nur in einer falschen Zylinderabwicklung, wie häufig behauptet.

Innerhalb der Walzenanordnung eines Farbwerks haben die Gummiwalzen eine bis maximal drei Berührstellen mit Stahlwalzen. Durch den Zahnradantrieb der Stahlwalzen sind deren Umfangsgeschwindigkeiten festgelegt. Die tangentialen Randdehnungen an einer Gummiwalze mit mehreren Berührstellen sind infolge der unterschiedlichen Zustellwege ebenfalls verschieden und nicht einander angepaßt. Demzufolge sind die Antriebsverhältnisse an den Gummiwalzen überbestimmt, denn zum eindeutigen, einwandfreien Antrieb einer durch Friktion mitzunehmenden Gummiwalze genügt eine einzige Berührstelle. Dies ist bei einem Farbwerk aber nur bei den außen aufgesetzten Reiterwalzen der Fall.

An jeder Berührstelle erfolgt eine Farbfilmzusammenführung in deren Einlauf und eine Farbspaltung im Auslauf. Dabei gleichen sich die Unebenheiten in der Farbschicht aus. Die Anzahl der Berührstellen galt lange Zeit als ein Gütemaß für ein Farbwerk, durch die dessen Fähigkeit, einen gleich-

mäßigen Farbfilm zu erzeugen, angezeigt wurde. Diese Vorstellungen hat H. Rech /141/ in seiner Dissertation weitgehend beseitigt. Er zeigte sowohl rechnerisch als auch experimentell, daß sich ein gleichmäßiger Farbfilm weitgehend durch eine richtige geometrische Anordnung der Walzen erreichen läßt, und machte Vorschläge für einfachere und bessere Farbwerke. Er wies nach, daß es bereits beim Entwurf der Farbwerke möglich ist, deren Güte hinsichtlich des Farbauftrags rechnerisch genügend genau vorherzubestimmen.

Nicht berücksichtigt in dieser Arbeit sind jedoch die Kräfte und Verformungen, die in einem Farbwerk auftreten und die von maßgeblichem Einfluß auf die Konstruktion und Funktionsfähigkeit sind.

Das Walzenfarbwerk heutiger Bauart mit bis zu 25 Walzen bildet ein in Bezug auf die Gummiwalzen antriebsmäßig überbestimmtes Mehrwalzensystem, in dem es Ausgleichsmöglichkeiten wie Zwangsmomente, Dehnschlupf oder ein Durchrutschen der gedehnten Gummioberfläche geben muß. Jede Gummiwalze kann nur mit einer Drehzahl drehen, wohl aber über die Verformungen im Belag unterschiedliche Oberflächengeschwindigkeiten haben.

Die hier genannten Verhaltensweisen können Störungen im Farbwerk verursachen, die dadurch bemerkbar werden, daß die Auftragswalzen auch bei fehlenden Rückwirkungen, beispielsweise bei einer Volltonfläche, keine gleichmäßige Farbschicht auf die Druckform auftragen. Der Ort des Entstehens solcher Störungen kann sowohl innerhalb des Farbwerks liegen, als auch am Rande an den Auftragswalzen.

Die Mechanik des Abrollverhaltens von Mehrwalzensystemen aus Walzen verschiedenartigen Materials ist wissenschaftlich weder experimentell noch theoretisch genügend erforscht.



Dabei sind es im wesentlichen zwei eng miteinander verbundene Fragenkomplexe, die in der Technik, besonders aber im Druckmaschinenbau, von Interesse sind:

- a) Die Ermittlung von Spannungen, Kräften, Momenten und Leistungen in solchen Mehrwalzen-Systemen wie sie durch ein Walzenfarbwerk in einer Druckmaschine vorgegeben sind.
- b) Die Bestimmung der Randdehnungen bei frei laufenden zylindrischen Körpern sowie die Abwicklungsprobleme und Ausgleichsmechanismen bei Walzen mit einem zwangsweise überbestimmten Antrieb.

Gerade die Lösung des Punktes a) bedeutet für den Konstrukteur, daß er bei der Auslegung und Dimensionierung von Farbwerken und Farbwerksantrieben im Besitz konkreter Zahlenwerte ist. Jede Teillösung ist ein Schritt auf dem Weg zu einem vertieften und möglichst vollständigen Verständnis aller physikalischen und technischen Vorgänge nicht nur in einem Walzenfarbwerk, sondern auch bei anderen Walzenanordnungen wie sie speziell in Druckmaschinen besonders häufig vorkommen. Deren Kernstück, das Druckwerk, ist ein weiteres Beispiel dafür, daß die Kenntnis um die Vorgänge beim Rollen von Walzen aus verschiedenen Materialien von fundamentaler Bedeutung ist.

Eine im Vergleich zu den Walzenfarbwerken sehr verwandte Problematik findet man beim Abrollverhalten der Zylinder von Offsetdruckwerken. Beim einfachen Offsetdruckwerk und bei Satellitendruckwerken steht ein mit einem Gummituch gespannter Zylinder an zwei Stellen in Berührung mit Stahlzylindern. Alle drei Zylinder werden jedoch angetrieben, wodurch die Abwicklungsprobleme und die Leistungsflüsse anders als beim Farbwerk beeinflußt werden. Der unterschiedliche Belag - in diesem Fall ein aus mehreren Schichten mit Gewebeeinlagen aufgebautes Gummituch - hat seine Auswirkungen auf Kräfte und Verformungen.

Bei den sog. blanket-to-blanket Maschinen besteht das Druckwerk aus vier angetriebenen Zylindern, wobei die beiden Gummituchzylinder aufeinander abrollen und jeweils noch eine Berührstelle mit einer Stahlwalze - dem Druckformzylinder - haben.

Tiefdruckwerke, in denen der Formzylinder angetrieben und der Presseur über Reibkräfte mitgenommen wird, bilden ebenfalls ein Walzensystem, dessen Abrollverhalten von Interesse ist. Der Presseur ist eine aus einem Stahlkern und einem Hartgummibelag aufgebaute Walze. Er wird gegen den Formzylinder zugestellt, wodurch die Druckspannung für einen guten Ausdruck erzeugt wird. In manchen Tiefdruckwerken ist am Presseur gegenüber der Berührstelle mit dem Formzylinder noch eine weitere Stahlwalze - die sog. Stützwalze - angeordnet, die aber nicht zusätzlich angetrieben wird.

Diese Beispiele mögen genügen, die Bedeutung von solchen Walzensystemen für den Druckmaschinenbau zu belegen, bei denen mindestens eine Walze einen Belag trägt, dessen Materialverhalten als viskoelastisch gekennzeichnet werden kann.

### 1.3 Gedanken zur Aufgabenstellung und Lösungsfindung

Die angeführten Walzensysteme haben gemeinsam mindestens eine Walze mit einem viskoelastischen Belag und mindestens eine im Vergleich dazu starre Walze. Es ist zu vermuten, daß es in solchen Anordnungen auch grundlegende, gemeinsame Gesetzmäßigkeiten für die dort vorkommenden physikalischen Größen gibt. Die wichtigsten von ihnen, deren Beziehungen untereinander interessieren, sind: Die Kräfte, die Verformungen und Kräfteverteilungen in der Berührzone, die geometrischen Größen Durchmesser und Belagstärke, der dynamische Einfluß über die Drehzahlen, der Energieverbrauch und die Temperatur sowie die Leistungsaufteilung.

Diese Beziehungen gilt es als erstes zu kennen, ihre Gültigkeitsgrenzen aufzuzeigen und zu prüfen, ob ähnliche Systeme mit bekannten Lösungen existieren, die mit für den Anwendungszweck genügender Genauigkeit verwendet werden können.

Für die anwendungsbezogene Forschung aber ist es sehr wichtig, das spezielle verarbeitungstechnische und funktionsbedingte Problem herauszuschälen. Bei der Beurteilung der Übertragbarkeit von Forschungsergebnissen aus der Literatur ist das Herausstellen der unterscheidenden Merkmale und die Suche nach einer wechselseitigen möglichen Beeinflussung von großer Bedeutung. So ist nicht nur die Frage zu klären, ob die unterscheidenden Faktoren in das Grundverhalten eingreifen, sondern vor allem auch, wie stark diese Beeinflussung ist.

Aus diesen Gründen ist bei der Übertragung von Forschungsergebnissen, die für eine bestimmte Walzenanordnung ermittelt wurden, auf eine anders aufgebaute Walzenanordnung Vorsicht geboten.

Hier müssen die spezifischen Eigenarten des jeweiligen Systems genauestens überprüft werden, um beurteilen zu können, für welche physikalischen Größen ein Analogschluß zulässig ist und für welche nicht. Die wesentlichsten Unterscheidungsmerkmale für aufeinander abrollende Körper, die sich in einem stationären Zustand befinden, sind:

- A) die Geometrie der aufeinander abrollenden Körper (Kombination von Ebene, Kugel, Kegel und Zylinder);
- B) die Werkstoffpaarung (starre, elastische und viskoelastische Materialien);
- C) der Antrieb einzelner Körper (formschlüssig, kraftschlüssig, ein oder mehrere Körper angetrieben);
- D) das Medium zwischen den Walzen (flüssig, fest), sofern ein solches existiert.

Der letztgenannte Punkt kommt z.B. dann zum Tragen, wenn zwei Walzen als Fördereinrichtung für flüssige oder feste Stoffe verwendet werden. Die Stoffeigenschaft des geförderten Körpers ist von maßgebender Bedeutung für die Behandlung eines solchen Problems. Ist es eine Flüssigkeit, so kann sie newton'sch sein oder eines der zahlreichen nicht-newton'schen Verhalten zeigen, ist es ein Festkörper - z.B. eine Stoffbahn - so kann er ein elastisches oder ein viskoelastisches Werkstoffgesetz haben.

Die Punkte C und D sind für eine große Anzahl technischer Anwendungen von Interesse. Die meisten dieser Probleme sind bis heute noch nicht der rein theoretischen Betrachtung zugänglich.

Der Untersuchungsgegenstand kann sowohl das Zwischenmedium selbst als auch dessen Einfluß auf das Rollverhalten der Walzen sein. Als Beispiel sei auf das große Gebiet der hydrodynamischen und elastohydrodynamischen Forschung hingewiesen. In dieser wird das Verhalten einer newton'schen Flüssigkeit zwischen starren bzw. elastischen, sphärischen Körpern betrachtet, also nur ein enger Ausschnitt aus den möglichen Kombinationen der Punkte A bis D. Daß andere Kombinationen nicht nur theoretisch möglich sind, sondern auch von praktischem Interesse, zeigt ein Blick in den Druckmaschinenbau. Hier werden z.B. Stoffbahnen mit viskoelastischem Materialverhalten oder strukturviskose Flüssigkeiten zwischen einer vergleichsweise starren und einer viskoelastischen Walze gefördert.

Solche Probleme werden vorzugsweise experimentell angegangen, da oftmals die mathematischen Mittel zur rein theoretischen Behandlung fehlen.

Nach diesen eher allgemeinen Betrachtungen konkretisiert sich die Aufgabe wie folgt. Aus der Kenntnis der Walzen-

farbwerke heraus ist zuerst das grundlegende Problem zu finden, es ist zu formulieren und zu lösen.

Einfache Modellsysteme sind für theoretische und experimentelle Grundlagenuntersuchungen besonders geeignet, da an ihnen einzelne Einflußgrößen kontrolliert geändert und betrachtet werden können. Das einfachste Modell für ein Walzenfarbwerk ist wohl ein Zweiwalzen-System ohne das Zwischenmedium Farbe, bestehend aus einer angetriebenen Stahl- und einer Gummiwalze. An einem solchen Modell muß es möglich sein, einige grundlegende Fragen, wie z.B. den Zusammenhang zwischen den Anpreßkräften und der Walzenzustellung oder den Energieverlust beim Abrollen, zu erforschen.

Diese Untersuchung soll anfangs mit Hilfe der Literatur erfolgen. Werden für gleichgeartete Probleme Lösungen gefunden, so muß deren Brauchbarkeit durch eigene Versuche nachgeprüft werden. Können die in der Literatur gefundenen Ergebnisse nicht bestätigt werden, so müssen eigene theoretische Überlegungen angeschlossen werden, sei es in Form einer neuen Theorie oder einer Verbesserung der bestehenden.

Die Annäherung an die praktischen Gegebenheiten soll stufenweise in drei Schritten vorgenommen werden, wobei jeweils besonderes Augenmerk auf die Veränderungen gerichtet wird, die durch die Hinzunahme der speziellen verarbeitungstechnischen Merkmale bedingt sind.

So bietet es sich als erstes an, den Einfluß von Druckfarbe auf die zuerst ohne Farbe ermittelten physikalischen Größen am Zweiwalzen-System herauszufinden. Die Untersuchungen mit Druckfarbe sollen rein experimentell durchgeführt werden. Die Ergebnisse werden den Vorstellungen, die man in der Literatur vorfindet, gegenübergestellt und eingehend analysiert. Eine theoretische Behandlung erscheint verfrüht, da noch keine Anhaltspunkte für zutreffende Ansätze existieren

und voraussichtlich auch die mathematischen Mittel zur Lösungsfindung fehlen.

Für die folgenden Schritte wird man sich die Frage stellen müssen, ob es zur Analyse von Mehrwalzen-Systemen überhaupt genügt, sich mit einem einfacheren Modellelement aus zwei Walzen zu befassen, oder ob es wichtige Größen gibt, die sehr stark durch eine weitere Walze beeinflusst werden.

Zwei wesentliche Gründe sprechen dagegen, daß mit der Erforschung des Zweiwalzen-Systems bereits alle in einem Walzenfarbwerk auftretenden Phänomene erfaßt werden können.

1. In einem Zweiwalzen-System ist es nicht möglich, einen überbestimmten Antrieb zu realisieren. Dadurch werden jedoch zumindest Leistungsfluß und Momentenverteilung beeinflusst. Im Interesse einer praktischen Verwertbarkeit der Forschungsergebnisse sollten maßgebende Merkmale aus Praxismaschinen unverändert bleiben.
2. Im Farbwerk hat eine Gummiwalze i.allg. zwei Berührstellen mit Stahlwalzen. Gerade bei viskoelastischen Belagmaterialien muß angenommen werden, daß eine doppelte Anzahl von Verformungen auf die Walzentemperatur und damit rückwirkend auf die Materialeigenschaften Einfluß hat. Auch Presseurbeläge und Gummitücher zeigen qualitativ das gleiche Verhalten.

Beide Argumente mögen vorerst genügen, um zu zeigen, daß allein mit der Kenntnis des Grundverhaltens eines Zweiwalzen-Systems noch nicht die speziellen Probleme gelöst sind. Für die weiteren Schritte bei der Untersuchung bietet es sich daher an, als Modellelement ein Dreiwalzen-System zu wählen, das aus zwei formschlüssig angetriebenen Stahlwalzen und einer Gummiwalze besteht. Die Stahlwalzen müssen die Gummiwalze an zwei Stellen berühren.

Ein solches Dreiwalzen-System kann zuerst ohne Farbe betrieben werden, um seine Charakteristika herauszufinden. Der Einfluß der Farbe kann anschließend unter Zuhilfenahme der Messungen aus dem Zweiwalzen-System untersucht werden.

Auch die letztgenannten Aufgaben werden vorwiegend experimentell gelöst werden müssen. Hier existieren keine Untersuchungen in der Literatur, die als Vergleich herangezogen werden könnten, geschweige denn eine Theorie.

Die Erforschung eines Dreiwalzen-Systems allein könnte andererseits zu Fehlinterpretationen oder Verständnislücken führen, da grundlegende Zusammenhänge in Bezug auf den Energieverlust und die Kraftwirkung unentdeckt blieben.

Die Überlegungen im folgenden Abschnitt sollen weitere wesentliche Unterschiede zwischen einem Zwei- und einem Dreiwalzen-System herausstellen.

#### 1.4 Die phänomenologischen Merkmale des Dreiwalzen-Systems

Die Anstellung der Walzen gegeneinander hat wie beim Zweiwalzen-System zur Folge, daß eine Kraft wirksam wird, die von den Walzenlagern aufzunehmen ist. Ist diese Kraft genügend hoch, so biegt sie im Zweiwalzen-System die Walzenachse durch. Bei einem Dreiwalzen-System kann die zweite Stahlwalze je nach Anordnung eine Stützwirkung ausüben. Das Walzensystem wird steifer. Es muß geprüft werden, ob ein gegenseitiger Einfluß vorhanden ist. Da die Stahlwalze im Vergleich zur Gummiwalze als starr bezeichnet werden kann, bildet sich bei der Gummiwalze an der Berührstelle eine konkave Verformung, deren Breite durch die zweite Stahlwalze beeinflusst werden kann.

Das Rollen ist ein dynamischer Vorgang. Ein in die Druckzone einlaufendes Gummielement wird verformt und aufgrund seiner viskoelastischen Materialeigenschaften auch nach Verlassen

der Druckzone noch eine Verformung aufweisen, die mit der Zeit abklingt. Dieses charakteristische Verhalten nennt man Retardation (= Verformungsverzögerung). Die Größe der restlichen Deformation sowie die Abklingzeit sind bei viskoelastischen Materialien abhängig von der Verformungsfrequenz, die sich aus der Durchgangszeit eines Elementes durch die Berührzone errechnen läßt. Bei elastischen Stoffen ist direkt nach der Druckzone keine Verformung mehr vorhanden.

In einem Dreiwalzen-System ist der Abstand zweier aufeinander folgender Berührstellen kürzer als in einem Zweiwalzen-System. Das retardierende Gummielement hat daher weniger Zeit, um seinen unverformten Ausgangszustand zu erlangen, bevor es in eine neue Druckzone gelangt. Käme es lediglich auf eine zeitliche Folge der Kontaktzonen an, so könnte ein Zweiwalzen-System mit erhöhter Drehzahl derart laufen, daß die gleiche Zeit für ein Abklingen der Verformung, in der speziellen Literatur als Kriechzeit bezeichnet, zur Verfügung steht wie bei einem symmetrischen System aus drei Walzen. Die gesteigerte Drehzahl hat aber eine größere Verformungsfrequenz zur Folge, bei der ein viskoelastisches Material andere Eigenschaften zeigt, als bei niedrigeren Frequenzen.

Eine maßgebende Rolle spielt die Restverformung überhaupt erst dann, wenn sie in der folgenden Druckzone noch wirksam ist. Dies gilt es nachzuprüfen. Damit ist ein weiterer Grund für die Untersuchung eines Dreiwalzen-Systems gegeben. Wie lange die Rückverformung dauert, hängt von zwei Zeitgrößen, der Kontaktzeit  $t_k$  und der Retardationszeit  $\tau_c$  des Materials - mitunter auch charakteristische Zeit genannt - ab. Generell haben mehrgliedrige viskoelastische Modelle ein Spektrum von charakteristischen Zeiten. Zum einfacheren Verständnis der Vorgänge genügt es aber, mit einer einzigen Zeit zu rechnen, während der der Kriechvorgang stattfindet.



Ist die Retardationszeit kleiner oder in der Größenordnung der Kontaktzeit, so wird die Restverformung bis zur nächsten Druckzone zurückgegangen sein. Ein Material mit sehr langer Retardationszeit hingegen wird noch verformt sein, wenn es in die folgende Druckzone eintritt. Aus diesen Überlegungen kann gefolgert werden, daß auch das Rollverhalten eines Mehrwalzen-Systems aus Zylindern rein elastischer Materialien nur dann mit einem Zweiwalzen-System erfaßt werden kann, wenn man den überbestimmten Antrieb außer Acht läßt bzw. sich nicht für dessen Auswirkungen interessiert. Da im Druckmaschinenbau aber durchweg Walzensysteme vorkommen, an denen viskoelastische Beläge zusammen mit elastischen verwendet werden, ist es für eine korrekte wissenschaftliche Grundlagenforschung unerlässlich, neben einem Zweiwalzen-System mit einem Dreiwalzen-System zu arbeiten, dessen mittlere Walze einen viskoelastischen Belag trägt.

Die bis jetzt vollzogenen Gedankengänge in Bezug auf die Deformationen gelten prinzipiell sowohl für eine tangential als auch eine radiale Verformung, sofern ein isotropes viskoelastisches Material vorausgesetzt wird. Dies dürfte für die in Frage kommenden Elastomere erfüllt sein, nicht hingegen für Gummitücher, deren Eigenschaften infolge ihres mehrschichtigen Aufbaus in allen drei Richtungen verschieden sind. Solche Materialien werden als anisotrop (auch anisotrop) bezeichnet. Ihr Verhalten ist weitaus komplizierter zu charakterisieren, was sowohl die theoretische wie experimentelle Behandlung erschwert. Bei Analogschlüssen ist also Vorsicht geboten.

Die durch die Anstellung aufgezwungene Verformung ist radial. Sie ist größer als die tangential. Die Krieeffekte werden bei der tangentialen Verformung weniger maßgebend sein als die Ausgleichsmechanismen, die durch den zweiten Antrieb neu ins Spiel kommen.

Hier und in der Momentenverteilung sind die markantesten Unterschiede gegenüber dem Zweiwalzen-System zu erwarten. Durch die geschilderten Kriecheffekte bei der radialen Verformung besteht theoretisch die Möglichkeit, daß für ein Material mit langer Kriechzeit nach einigen Umdrehungen keine oder eine nur sehr geringfügige Berührung stattfindet. Auf alle Fälle aber wird die Druckzonenbreite verkleinert. Dieser Vorgang ist in Druckwerken ebensowenig erwünscht, wie in Farbwerken. Er wird in der Praxis aus folgenden Gründen nicht beobachtet.

Dem viskoelastischen Kriechverhalten des Belagmaterials wirken drei Einflußgrößen entgegen, die allesamt zu einer Radienzunahme führen.

- a) Entsprechend den Eigenschaften von Elastomeren hat jedes Belagmaterial einen Verlustmodul. Die Größe des Verlustfaktors  $\text{tg} \delta$  ist maßgebend für den Anteil an Verformungsenergie, die in Wärme umgesetzt wird. Ein Teil dieser Wärmeenergie wird durch Wärmeübertragung an die Umgebung und vor allem an die Farbe abgeführt. Deshalb ist das resultierende Temperaturniveau im Farbwerk um bis zu  $10^{\circ}\text{C}$  höher als beim Ausgangszustand. Diese Erwärmung hat eine Ausdehnung zur Folge.
- b) Durch die Anstellung der beiden Stahlwalzen wird ein bestimmtes Volumen verdrängt, das wegen der Inkompressibilität des Belagmaterials an den freien Stellen der Oberfläche hervortreten muß. Es ergibt sich ein erhöhter Spannungszustand, der besonders zwischen zwei Berührstellen zu einer Vergrößerung des Radius führt, zumindest aber dem Abklingverhalten entgegenwirkt. In einem Rechenprogramm wurden unter zwei Annahmen für mehrere Walzendurchmesser die aus der Verdrängung resultierenden Radienzunahmen errechnet. Sie liegen bei Anstellungen von 0,1 bis 0,4 mm bei 0,01 bis 0,03 mm für eine Walzenpaarung mit  $r_1=50$  mm und  $r_v=35$  mm.

- c) Bei höheren Drehzahlen von kurzen Walzen sollte man die Fliehkraftwirkung nicht unerwähnt lassen, die bei den weichen Gummisorten zu merklichen Radienzunahmen führen kann.

An einer späteren Stelle werden in einem Nebenversuch Zahlenwerte für die Radienzunahme in den Fällen b und c ermittelt.

Für die verwendeten Belagmaterialien sind die Retardationszeiten im allgemeinen sehr kurz und die Verformungen gering, so daß die Rückverformung bis zum Eintritt in die nächste Druckzone oft schon abgeschlossen sein wird.

Abgesehen von diesen durch die Mechanik bedingten Einflüssen macht auch die folgende Überlegung klar, warum eine Verkleinerung der Druckzone in Praxismaschinen nicht bemerkt wird.

Viele Anstellungen werden nicht nach Zustellung oder Kraft gemacht, sondern bei stillstehender Maschine nach Streifenbreiten von Druckzonen. Bei in Betrieb genommener Maschine ändern sich durch die dynamische Beanspruchung die Verhältnisse grundlegend. Eine Kontrolle der Berührung bei laufender Maschine findet aber nicht statt. Dieser Fall ist besonders bei Farbwerken relevant, da dort die Druckzonen dichter aufeinander folgen können als bei den um etwa  $180^\circ$  versetzten Zylindern von Druckwerken.

### 1.5 Was ergibt die Literaturrecherche?

Die erste Stufe auf dem Weg zur Lösungsfindung ist die Literaturrecherche. Die im Zusammenhang mit der vorliegenden Arbeit durchgesehenen Bücher und Aufsätze sind im Anhang genannt. Das tiefere Verständnis der Spezialliteratur verlangte eine Einarbeitung in eine Anzahl getrennt aufgeführter Wissensgebiete, die in der üblichen Ingenieurausbildung nicht enthalten sind. Erst das Studium einiger ausgewählter Kapitel in den angeführten Büchern ermöglichte durch das

dadurch erworbene Grundlagenwissen die Einarbeitung in die zum Teil hochspezialisierte Literatur über Berührungsprobleme. Die vorgenommene Gliederung der Literatur nach bestimmten Oberbegriffen erschien dem Verfasser zweckmäßig und hat sich bei der Behandlung der einzelnen Teilaufgaben bewährt.

Aus dem umfassenden Literaturverzeichnis wird nur auf diejenigen Quellen im Text gesondert hingewiesen, die in enger Verbindung mit der Lösung einer Teilaufgabe stehen oder aus denen Gleichungen, Diagramme oder Zitate verwendet werden. Die meisten der angeführten Veröffentlichungen sind bereits mehrfach in späteren Arbeiten besprochen worden, so daß die erneute Erörterung nur eine unnötige Wiederholung wäre.

#### 1.5.1 Rollvorgänge in der Theorie

Wegen der grundsätzlichen Bedeutung von Rollvorgängen in der gesamten Technik existiert eine große Anzahl von Publikationen auf diesem Gebiet. Sie ist geschichtlich mit der Weiterentwicklung der Technik und der mathematischen Methoden gewachsen. Am Anfang stehen die Berührungsprobleme elastischer Körper, die seit O. Reynolds 1876 und H. Hertz 1881 unter den unterschiedlichsten Gesichtspunkten behandelt wurden.

So bezieht sich auch eine große Gruppe der angeführten Publikationen auf die mit Hilfe der reinen Elastizitätstheorie bearbeiteten Rollvorgänge oder auf experimentelle Arbeiten mit elastischen Körpern.

Auf dem Gebiet der Elastizitätstheorie wurden bisher im wesentlichen nur Zweiwalzen-Probleme angegangen. Unter den verschiedensten Anfangs- und Randbedingungen werden die Spannungsverteilungen und Dehnungen in tangentialer und radialer Richtung für den ebenen Spannungs- oder den ebenen Verformungszustand gerechnet. Von außen aufgebrachte Tangen-

tialkräfte werden i.allg. unberücksichtigt gelassen. Dennoch ergeben sich tangentielle Schubspannungen bei Körpern mit unterschiedlichen elastischen Konstanten.

Besonderes Interesse finden die Vorgänge in der Berührzone. Auch bei der Annahme reinen Rollens müssen in der Druckzone Mikro-Gleitgebiete existieren. Über die Ausdehnung der Gleitgebiete entscheidet die Größe des Reibungskoeffizienten. Die Behandlung von Rollproblemen bei elastischen Werkstoffen scheint abgeschlossen zu sein, denn für alle denkbaren Fälle liegen Lösungen vor, insbesondere auch für Materialien mit Poissonzahlen zwischen 0 und 0,5.

Im Rahmen dieser Arbeit sind weniger die Berechnungen der Spannungsverteilungen von Interesse, da hier bereits brauchbare Ansätze mit Hilfe der viskoelastischen Theorie vorliegen. Mehr hingegen sollten die Gleichungen für die Dehnungen auf ihre Übereinstimmung mit den Meßwerten überprüft werden.

Eine zweite große Gruppe von Veröffentlichungen bilden diejenigen aus dem Bereich der linearen Viskoelastizitätstheorie, die in den Jahren 1945 bis 1950 durch die vermehrte Verwendung von Kunststoffen in der Technik und verbesserte mathematische Methoden aufkam. Die Phänomenologie viskoelastischen Materialverhaltens ist über Modelle aus Feder- und Dämpferelementen mathematisch beschreibbar. In den angeführten Büchern /46/ bis /53/ wird dieses Materialverhalten vorgestellt und es werden Lösungswege für Rechenbeispiele vorgeschlagen.

Viskoelastisches Verhalten ist auch aus der molekularen Struktur der Stoffe zu erklären /54/ bis /63/. Ein Problem, das auch in dieser Arbeit auftritt, ist die Zuordnung von gemessenen viskoelastischen Stoffkennzahlen zu den Koeffizienten der Stoffgleichungen aus den mathematischen Modellen. Der viskoelastische Einfluß liegt vorwiegend in der zusätz-

lichen zeitlichen Abhängigkeit gegenüber dem elastischen Materialverhalten. Die Anwendungsbeispiele für die viskoelastische Theorie sind meist rein mathematisch theoretische Abhandlungen, deren Ergebnisse dem Ingenieur nur von Fall zu Fall eine Vorstellung für das qualitative Verhalten vermitteln können, ihm jedoch keine Hilfe bei der Lösung konstruktiver Aufgaben bieten oder gar die Berechnung von Kräften erlauben. Das Umsetzen der Lösungsgleichungen in eine aufzeichenbare Form ist nur über den Rechner möglich und scheitert meist an fehlenden einsetzbaren Werten.

#### 1.5.2 Das Rollproblem aus der Sicht der linearen Viskoelastizitätstheorie

Mittlerweile wurde auch das technisch interessante Gebiet der Rollvorgänge mit den Mitteln der Viskoelastizitätstheorie angegangen. Auch hier werden nur Zweiwalzen-Systeme mit homogenen Walzen betrachtet.

Das vorliegende Kapitel soll der allgemeinen Information dienen und einen kurzen Überblick über den derzeitigen Stand des Rollproblems aus der Sicht der linearen Theorie der Viskoelastizität geben. Diese stellt eine mathematische Verallgemeinerung der klassischen Kontinuumsmechanik dar. Sie steht zwischen der Elastizitätstheorie und der Hydromechanik und wird heute angewendet auf Kunststoffe, auf Beton, in der Bodenmechanik und sogar für feste Raketen-triebsätze. Die lineare Viskoelastizitätstheorie geht von der Gültigkeit des Boltzmann'schen Superpositionsprinzips aus, d.h. unter der Voraussetzung kleiner Verformungen sind Spannungen und Dehnungen einfach zu überlagern. Diese Annahme kann bei Gummi bis zu Verformungen von 10% gemacht werden, gilt also mit Sicherheit für die in der Druckindustrie bei Walzen vorgenommenen Anstellungen, die etwa bis 3% gehen.

Die Spannung in einem viskoelastischen Körper ist abhängig von der Verformung, der Zeit und der Temperatur.

Die viskoelastischen Modelle, die das Verhalten eines kleinen viskoelastischen Materialelements darstellen sollen, sind nur das Symbol, mit dem ein System von Differentialgleichungen repräsentiert wird. Bei mehrgliedrigen Modellen aus Feder- und Dämpferelementen werden die Beziehungen zwischen Spannung und Verformung durch lineare Differentialgleichungen der Form

$$P(D) \cdot \sigma(t) = Q(D) \cdot \epsilon(t)$$

dargestellt. Mit  $P(D)$  und  $Q(D)$  sind die linearen Zeit-differentialoperatoren bezeichnet, wobei  $D = \frac{\partial}{\partial t}$  die Differentiation nach der Zeit kennzeichnet.

$P(D)$  und  $Q(D)$  können wie folgt als Polynome mit konstanten Koeffizienten  $p$  und  $q$  geschrieben werden:

$$P(D) = \sum_0^m p_n \cdot \frac{\partial^n}{\partial t^n} \quad \text{und} \quad Q(D) = \sum_0^n q_n \cdot \frac{\partial^n}{\partial t^n}$$

Die Koeffizienten enthalten die E-Module und Dämpfungen  $\eta$  aus den Modellen.

Die oben angegebene Beziehung ist die Zustandsgleichung - oft auch Stoffgleichung genannt - eines viskoelastischen Materials.

Außer der hier genannten Gleichungsform sind für das Stoffgesetz noch Integraldarstellungen auf der Basis des Boltzmann'schen Superpositionsprinzips üblich. Diese Stoffgleichung bildet den eigentlichen Unterschied zur Elastizitätstheorie und ist Ursache für den erhöhten mathematischen Aufwand, den man bei viskoelastischen Aufgabenstellungen treiben muß. Allein die Erarbeitung eines Stoffgesetzes für

ein reales Material in einer für die Spannungsrechnung passenden Form ist bereits eine reichlich schwierige Aufgabe. Sie beinhaltet die Materialmessungen, deren Interpretation und die Bestimmung eines geeigneten viskoelastischen Modells.

Die kinematischen Beziehungen, die die Dehnungen durch die Verschiebungen ausdrücken und die Gleichgewichtsbedingungen, die die Beziehungen der Spannungen untereinander und ihrer Ableitungen nach der Ortskoordinate darstellen, sind nur von der Problemstellung, nicht aber von den beteiligten Materialien abhängig. Sie sind infolgedessen die gleichen wie bei der analogen elastischen Aufgabe. Bei dynamischen Problemen stehen an Stelle der Gleichgewichtsbedingungen die Bewegungsgleichungen, die noch Beschleunigungsglieder enthalten.

Die Randbedingungen und - wegen der Zeitabhängigkeit - die Anfangsbedingungen sind für die Bestimmung des Lösungsweges bedeutsam. Eine große Anzahl von Problemen der viskoelastischen Spannungsanalysis kann mit Hilfe der Laplace-Transformation gelöst werden. Damit kann die Zeitabhängigkeit der Gleichungssysteme und Randbedingungen eliminiert werden. So wird z.B. eine Differentialgleichung zu einer algebraischen Gleichung, die leichter zu lösen ist. Die transformierten Gleichungen, in denen jetzt die Zeitkoordinate fehlt, entsprechen dem äquivalenten elastischen Problem. Kann dieses gelöst werden oder ist seine Lösung bekannt, so ergibt sich die Lösung für den viskoelastischen Fall durch eine Laplace-Umkehrtransformation. Diese Umkehr ist oft außerordentlich schwierig, wenn nicht gar ausgeschlossen.

Mit der Laplace-Transformation kann demnach in einigen Fällen die Analysis des viskoelastischen Problems auf das gleichwertige elastische reduziert werden. Sie findet ihre Anwendung hauptsächlich bei statischen und quasistatischen



Aufgabenstellungen (Trägheitskräfte vernachlässigbar). Wichtig ist, daß diese Methode nur direkt angewendet werden kann, wenn sich die Randbedingungen für einen Punkt der Kontaktfläche nicht mit der Zeit ändern. Die hier beschriebene Analogie nennt man Korrespondenzprinzip.

Gerade aber das uns interessierende Problem einer vergleichsweise starren Walze, die auf einer viskoelastischen Unterlage abrollt, gehört ebenso wie das Hertz'sche Problem der Berührung zweier elastischer Körper zu der Klasse von Aufgaben, bei denen die Randbedingungen für einen Punkt der Kontaktfläche sich mit der Zeit ändern. In /76/ zeigen Lee und Radok, daß das viskoelastische Gegenstück zum Hertz-Problem unter gewissen Einschränkungen dennoch aus der elastischen Lösung hergeleitet werden kann.

Die zweite Methode zur Lösungsfindung in der viskoelastischen Spannungsanalysis führt über die Ermittlung unbekannter Funktionen (Kerne) von Integralgleichungen. Sie ist prinzipiell immer anwendbar. Ihre Schwierigkeit liegt darin, eine noch unbekannte Funktion mit Hilfe von Näherungsmethoden zu finden, die alle Bedingungen des speziellen Problems erfüllt.

Diesen Weg sind bei der Behandlung von Rollproblemen S.C. Hunter /71/ und L.W. Morland /82/ bis /84/ in ihren Arbeiten gegangen. Besonders Morland hat viskoelastische Rollprobleme eingehend studiert. Unter der Voraussetzung eines isotropen Materials errechnet er mit großem mathematischem Aufwand singuläre Integralgleichungen für die Druckverteilung in den folgenden Fällen:

Rollender Kontakt zwischen

- a) zwei gleichen viskoelastischen Zylindern
- b) viskoelastischem Zylinder und starrer Halbebene
- c) starrem Zylinder und viskoelastischer Halbebene
- d) verschiedenen viskoelastischen Zylindern.

Dabei werden äußere Tangentialspannungen und Trägheitskräfte vernachlässigt, d.h. es wird keine äußere Leistung übertragen und die Drehzahlen sind niedrig. Außerdem wird reines Rollen angenommen.

Die gefundene Normaldruckverteilung innerhalb der Druckzone ist unsymmetrisch und ergibt infolgedessen ein dem Rollvorgang entgegengerichtetes Widerstandsmoment, trotz fehlender äußerer Tangentialkräfte. Da keine Tangentialkraft von außen aufgeprägt ist, kann sich die tangentielle Verschiebung frei einstellen und ist durch keine Kräftegleichung vorgeschrieben. Dieses Verhalten steht im Gegensatz zu dem äquivalenten elastischen Problem, bei dem die Druckverteilung in Abwesenheit von äußeren Tangentialkräften symmetrisch ist. Hier zeigt sich der Einfluß des viskoelastischen Materials also sehr deutlich, da die Spannungsrelaxation in der Druckzone sowohl für deren Verkürzung als auch für die unsymmetrische Druckverteilung verantwortlich ist. Wesentlichen Einfluß auf die Asymmetrie haben die Retardationszeit  $\tau_c$  des Materials und die Kontaktzeit  $t_k$  eines Walzenelements. Die Lösung von Morland sagt darüber folgendes aus:

1)  $\tau_c \gg t_k$  d.h. schnelles Rollen.

Die Druckverteilung nähert sich einer symmetrischen Verteilung, da während der Kontaktzeit Kriechen vernachlässigt werden kann (elastisches Verhalten).

2)  $\tau_c \ll t_k$  d.h. langsames Rollen.

Das gesamte Kriechen bis zum Gleichgewichtszustand findet während der Berührung statt. Das Verhalten ist im wesentlichen elastisch, und die Lösung führt im Grenzfall zu einer symmetrischen Druckverteilung.

3)  $\tau_c \approx t_k$

Dieser Fall ist der interessanteste, da hierbei die Verschiebung der Druckzone voll zur Geltung kommt. Die daraus resultierende Tangentialkraft ist um eine Größenordnung kleiner als die Normalbelastung. G. Pfeiffer hat in /139/ diese Verkürzung experimentell nachgewiesen und in einer einfachen auch dem Nicht-Mathematiker verständlichen Form rechnerisch dargelegt. Diese Untersuchungen lassen den Schluß zu, daß die Walzenmaterialien Retardationszeiten in der Größenordnung der Kontaktzeiten haben, sofern keine äußere Tangentialkraft wirkt, was jedoch allein infolge der Lagerreibung nicht exakt erfüllt sein kann.

#### 1.5.3 Untersuchungen über anwendungsbezogene Rollvorgänge

In einer weiteren Gruppe sollen alle die Arbeiten zusammengefaßt werden, die sich mehr aus der Anwendungstechnik ergeben haben. Sie unterscheiden sich in Methodik und Zielsetzung von den rein theoretischen Veröffentlichungen der Gruppen III und IV und sollen diesen gegenübergestellt werden.

Besonders berücksichtigt ist in Gruppe V der Anwendungsbereich der Drucktechnik.

Weiterhin treten Rollprobleme im Fahrzeugbau (Reifen-Straße /134/, Rad-Schiene /27/, /38/) hauptsächlich aber bei Verarbeitungsmaschinen auf. Andere Beispiele sind: die Streckwerke in Textilmaschinen, die mit gummibezogenen Druckrollen arbeiten /135/; die unterschiedlichen Rollenanordnungen in Papierherstellungsmaschinen /29/, /137/, /138/; Wälzradantriebe mit zylindrischen Walzen /117/. Bei diesen Arbeiten handelt es sich meist um eine Mischung aus einfachen Überlegungen, Theorie und Experiment, wobei durchaus auch mit Mitteln der Elastizitäts- oder Viskoelastizitätstheorie gearbeitet wird (Lit. /117/ bis /144/). Beim Lesen dieser Literaturstellen trifft man auf zahlreiche wertvolle

Hinweise, Zahlenwerte und Kurvenverläufe, die als Vergleich zu eigenen Arbeiten herangezogen werden können. Auf der anderen Seite finden sich gerade hier nicht wenig oberflächliche Betrachtungen, die mit zu einfachen Mitteln schwierige Probleme lösen wollen und dabei die eigentliche Fragestellung verkennen. Ergebnisse aus solchen Arbeiten geben häufig ein falsches Bild von den wahren Vorgängen und finden wegen ihrer Einfachheit eine große Anzahl von Anhängern.

Die Durchsicht der Arbeiten zeigt, daß sich alle Autoren mit Zweiwalzen-Systemen befassen, wobei eine Walze angetrieben ist. Eine der Walzen ist mit einem Belag bezogen, z.B. Gummitüchern, Aufzugsmaterialien oder einem Elastomer, wie es in seiner Zusammensetzung der praktischen Verwendung entspricht.

Gemessen werden die Anstellkräfte, die Rollmomente und die Verschiebungen, die sich in Geschwindigkeitsabweichungen äußern, in Abhängigkeit von den Walzenzustellungen, den Geschwindigkeiten und den Materialien. Häufig werden vorher die Eigenschaften der verwendeten Materialien ermittelt /130/, /135/, /139/. Besonders interessant ist die meßtechnische Erfassung der Verschiebung in Umfangsrichtung innerhalb der Druckzone. Kornmann /132/ fotografiert mit Hilfe von Spiegeln ein auf die Gummiwalze aufgebrachtes Meßgitter durch eine Akrylwalze hindurch. Gleichzeitig wird die Verformung von der Stirnseite her fotografiert. Parameter sind der Liniendruck und die Umfangsgeschwindigkeit. Brink /198/ und George et al./123/ haben Aufnehmer in die Stahlwalze eingebaut, um die Verschiebungen zu messen. In anderen Veröffentlichungen /117/, /118/, /119/, /144/ wird die Drehzahlabweichung als Folge der mittleren tangentialen Dehnung erfaßt.

Die Dissertation von Pfeiffer /139/, mit Abstrichen auch die

von Wirz /144/, sind die direkten Vorläufer der vorliegenden Arbeit, da sie dem gleichen Problemkreis, nämlich dem Walzenfarbwerk entstammen.

Befindet sich zwischen den Walzen eine Flüssigkeit, so muß man in neue Wissensgebiete vorstoßen. Die hydrodynamische und in der Folge die elasto-hydrodynamische Theorie haben diese Probleme behandelt /145/ bis /152/. Aus beiden resultiert, daß die rheologischen Eigenschaften der Flüssigkeit und die Materialeigenschaften der Walzen sehr wichtig für die physikalischen Vorgänge in der Druckzone sind.

Für die Erforschung der Verhaltensweise von Druckfarbe zwischen Farbwerkwalzen mußte zuerst die Übertragbarkeit der oben genannten Theorien geprüft werden. Da Druckfarbe keine newton'sche Flüssigkeit ist, mußten zuerst Materialeigenschaften, Prüfverfahren und mathematische Formulierbarkeit eines Stoffgesetzes für die Druckfarben untersucht werden. Dies geschah mit Hilfe der Literatur /153/ bis /182/.

Die Vorstellungen, die bisher über den Problemkreis Farbe im Walzenspalt in der Fachwelt existierten, leiten sich weitgehend von der hydrodynamischen Theorie ab. Die betreffenden Publikationen, die auch experimentelle Arbeiten enthalten, sind in Gruppe V.4 zusammengefaßt.

#### 1.5.4 Abgrenzung der eigenen gegenüber anderen Arbeiten

Als Ergebnis der sehr umfangreichen Literaturrecherche kann festgehalten werden, daß in keiner Veröffentlichung ein Dreiwalzen-System mit der hier vorliegenden Fragestellung bei den vorgegebenen Betriebsbedingungen untersucht wurde.

An trocken laufenden Zweiwalzen-Systemen wurden bisher genügend brauchbare Untersuchungen durchgeführt, mit deren Hilfe man sich eine Vorstellung von Kräften und Verschie-

bungen an den Walzen, insbesondere auch in der Druckzone bilden kann. Es bleibt eine Lücke in der durch Meßergebnisse nachgewiesenen quantitativen Beschreibung in Form von Gleichungen, mit denen man die interessierenden Größen mit genügender Genauigkeit vorausbestimmen kann ohne auf Experimente größeren Umfangs angewiesen zu sein.

In diesem Beitrag soll die Arbeit von Pfeiffer /139/ fortgesetzt werden, der die grundlegende Fragestellung für das Zweiwalzen-System mit einer Gummiwalze erkannte und qualitativ die Beziehung zwischen viskoelastischen Materialeigenschaften und Kräften nachwies. Da diese Arbeit im weiteren Verlauf häufiger erwähnt wird, ist eine Abgrenzung notwendig. Die von Pfeiffer offen gelassenen Punkte, die im folgenden behandelt werden, sind:

- a) der Beweis für die Übereinstimmung zwischen den Kraftmessungen und der Gleichung für die Druckkraft;
- b) Überlegungen zum Schlupf, als der mittleren tangentialen Randverschiebung;
- c) die Messung des Rollmoments und die quantitative Überprüfung der dafür angegebenen Gleichung;
- d) der Einfluß der Farbe auf das Rollverhalten;
- e) Momentenverteilung und Leistungsfluß im Dreiwalzen-System bei trockenem Lauf und mit Farbe.

Bei den Untersuchungen mit Farbe, die für Zweiwalzen-Systeme in der Literatur referiert werden, fehlt der Nachweis, daß die theoretischen Überlegungen auch auf den Fall Stahl- und Gummiwalze zutreffen.

Die Aufgabenstellung und der Wunsch nach einer praktischen Anwendung machen es erforderlich, daß weitgehend experimentell gearbeitet wird, denn bei der rein theoretischen Betrachtung ist es nicht möglich, die bei einem technischen

System auftretenden Abweichungen rechnerisch zu berücksichtigen.

Die Messungen am Zweiwalzen-System sollen die Grundlage für die Interpretation der Meßergebnisse am Dreiwalzen-System sein. Wegen der Abweichungen in den Materialeigenschaften des Gummis müssen die Versuche am Zweiwalzen-System selbst an den gleichen Walzen durchgeführt werden, wie die Dreiwalzenmessungen. Eine Übernahme anderer Meßergebnisse ist nicht möglich.

## 2. ENTWICKLUNG UND AUFBAU DER VERSUCHSANLAGE

### 2.1 Die experimentelle Aufgabe und die Einflußgrößen

Aus den vorhergehenden Überlegungen läßt sich nun die experimentelle Aufgabe formulieren. Es ist in einer Modellausführung eine Walzenanordnung zu entwerfen, die sowohl als Zwei- wie auch als Dreiwalzen-System betrieben werden kann. Das Zweiwalzen-System ist einfach durch Abstellen einer Stahlwalze eines Dreiwalzen-Systems zu realisieren. Folglich sind nur die maßgebenden Merkmale eines Dreiwalzen-Systems herauszustellen. Diese sind konstruktiv zu verwirklichen.

Die mittlere von den drei Walzen soll den viskoelastischen Belag tragen. Sie muß leicht austauschbar sein, um Walzen unterschiedlichen Durchmessers einsetzen zu können. Das gleiche gilt für die beiden außen anzuordnenden Stahlwalzen, die beide getrennt gegenüber der Gummiwalze zustellbar sein müssen. Der Verstellbereich ist begrenzt auf praxisnahe Durchmesser-Verhältnisse. Der Abstand zwischen den Berührungszonen muß variiert werden können, um einen eventuell auftretenden Einfluß der Retardation untersuchen zu können. Der Antrieb der Stahlwalzen soll formschlüssig sein.

Alle für den Rollvorgang maßgebenden physikalischen Größen sollen meßbar, äußere Parameter müssen ohne größere Umbauten veränderbar sein. Als äußere Einflußgrößen kommen in Frage:

- a) viskoelastische Belagmaterialien, Walzendurchmesser, Oberflächen, Belagstärken und als Zwischenmedium Druckfarbe.
- b) Physikalische Meßgrößen sollen sein:  
Zustellwege der Walzen gegeneinander, Druckkräfte, Drehmomente, Drehzahlen, Drehzahlverhältnisse und der Verstellwinkel.

Auf die Messung der Druck- und Tangentialkraftverteilung mit



einem in die Stahlwalze eingebauten Geber wird vorerst verzichtet. Der Schlupf, der ein Maß für die mittlere tangentiale Randdehnung in der Druckzone ist, ist aus dem Drehzahlverhältnis ableitbar. Es ist nicht daran gedacht, die Oberflächenverformungen mit optischen Mitteln direkt sichtbar und auswertbar zu machen.

## 2.2 Die konstruktive Ausführung

Aufgrund der genannten Gesichtspunkte wurde der in Abb. 2 perspektivisch dargestellte Versuchsstand konstruiert und gebaut. Bei der mechanischen Fertigung waren besonders hohe Ansprüche an die Präzision zu stellen, um nicht durch Fertigungsungenauigkeiten unbeabsichtigte Einflüsse auf die Meßgrößen hervorzurufen.

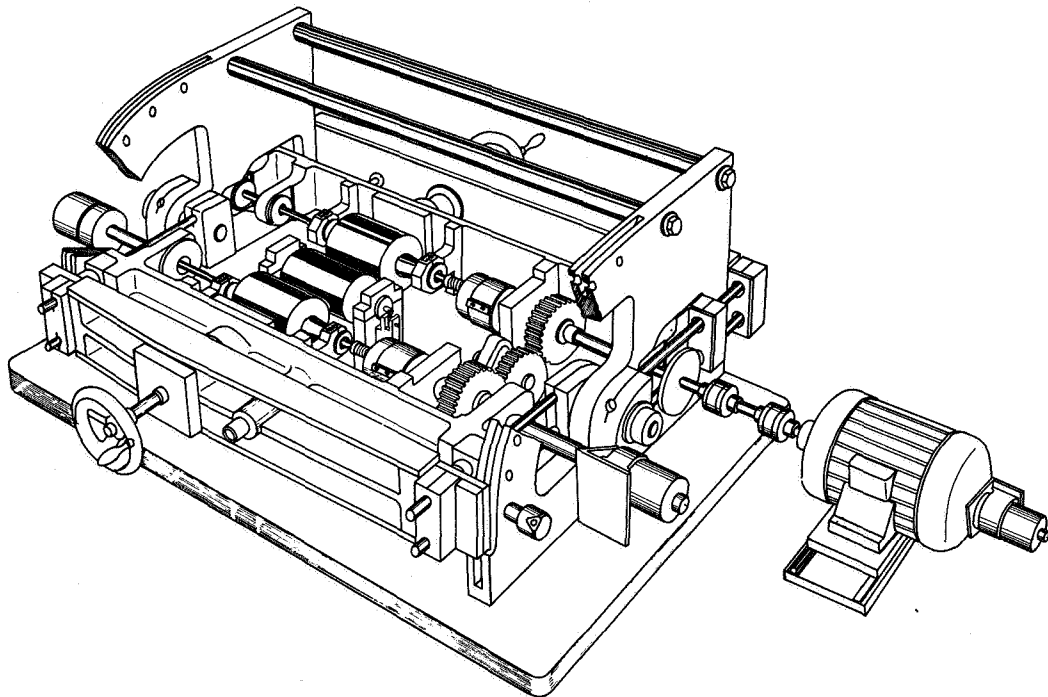


Abb. 2 Perspektivische Darstellung des Modell-Farbwerks

Der gesamte Versuchsstand ist auf einer starken gußeisernen Platte befestigt. Die gegossenen Seitenwände sind durch

zwei Traversen zusätzlich versteift. In der Mitte des Versuchsstandes ist in einem gesonderten Lagerbock die viskoelastische Walze gelagert. Die beiden Stahlwalzen bzw. mit 1 mm Rilsanbelag überzogenen Walzen werden über Zahnräder angetrieben. Beide Walzen sind in Tragarme gelagert, die ihrerseits in Bezug auf die Gummiwalze radial verschiebbar sind. Das Zahnradvorgelege ist über eine Scherenkonstruktion so ausgelegt, daß die Achsabstände der Walzen variiert werden können. Der Mittelpunkt des mittleren Zahnrades ist in einer ausgefrästen Kulisse beweglich.

Dadurch können die Achsabstände von 60 mm bis 110 mm verändert werden. Es können Gummiwalzen ab 50 mm und Stahlwalzen bis 130 mm Durchmesser eingesetzt werden.

Die radiale Zustellung jeder Stahlwalze wird über fünf parallele präzise Kugelführungen erreicht. Der Anstellmechanismus erfolgt über die Handräder. Besondere Aufmerksamkeit ist einer über die Walzenbreite gleichmäßigen Berührung zu widmen. Eine Lagerung der Stahlwalzen in Einstellnadellagern soll einen Ausgleich für Fertigungsungenauigkeiten schaffen. Die Stahlwalzen müssen über verdrehstarre Kupplungen, die aber geringe achsiale und auch radiale Wellenverlagerungen aufnehmen, zum Antrieb hin verbunden sein.

Der Tragarm im Vordergrund des Bildes ist zusätzlich noch um  $90^{\circ}$  um den Mittelpunkt der Gummiwalze schwenkbar, damit verschiedene Abstände zwischen den Berührzonen eingestellt werden können. Damit ist je nach Drehrichtung ein Abstand zwischen den Berührzonen von  $90^{\circ}$  -  $270^{\circ}$  in Schritten zu  $15^{\circ}$  einstellbar. Eine weitere Führung der Schwenkbewegung erfolgt in den Nuten der Seitenwände. Die zahlreichen geforderten Bewegungsmöglichkeiten - eine Translation, zwei Rotationen - der Walzen erschweren die konstruktive Aufgabe. Daher muß biegesteif gebaut werden.

Der Hauptantrieb ist direkt mit einem Walzenzweig gekoppelt. Der Motor läßt sich mit der Bewegung der Walze auf einem gesonderten Schlitten verschieben und in seiner Drehzahl regeln.

Die Übertragung der Antriebsleistung erfolgt über das Zahnradvorgelege. Im Hinblick auf die gewünschte Meßgenauigkeit ist es unerläßlich, alle Walzen dynamisch auszuwuchten.

### 2.3 Die Meßtechnik

Die zahlreichen mechanischen Größen, die gemessen werden sollen, müssen bei einer dem heutigen technischen Stand entsprechenden Meßtechnik und Meßwerterfassung alle in elektrische Signale umgewandelt werden. Die Beschreibung der dazu erforderlichen Meßwertgeber und Meßinstrumente bildet den Inhalt des folgenden Abschnitts. Wesentliche Hilfen zum Verständnis der Zusammenwirkung geben dabei das Blockschaltbild (Abb. 3) und das Wirkungsschema der Anlage (Abb. 4).

Das Blockschaltbild besteht aus einzelnen Bauelementen und zeigt deren mechanische oder elektrische Verbindung. Das Wirkungsschema ist die Darstellung einer Kette einzelner Wirkungsglieder. Es ist dabei nicht notwendig, daß diesen bestimmte reale Bauelemente entsprechen, sondern es soll eine Analyse der Wirkungsweise einer Meßeinrichtung gegeben werden. Jeder Teilvorgang ist durch Angabe von Ursache und Wirkung in einen Block geschrieben, der als Wirkungsglied bezeichnet wird.

Blockschaltbild und Wirkungsschema sind zwei wesensverschiedene Darstellungen eines Signalflusses. Sie sollen sich beide ergänzen und dem tieferen Verständnis der Meßanlage dienen. Dabei ist das Wirkungsschema abstrakter und nicht an einzelne Geräte gebunden.

# BLOCKSCHALTBIOD DER MESSANLAGE

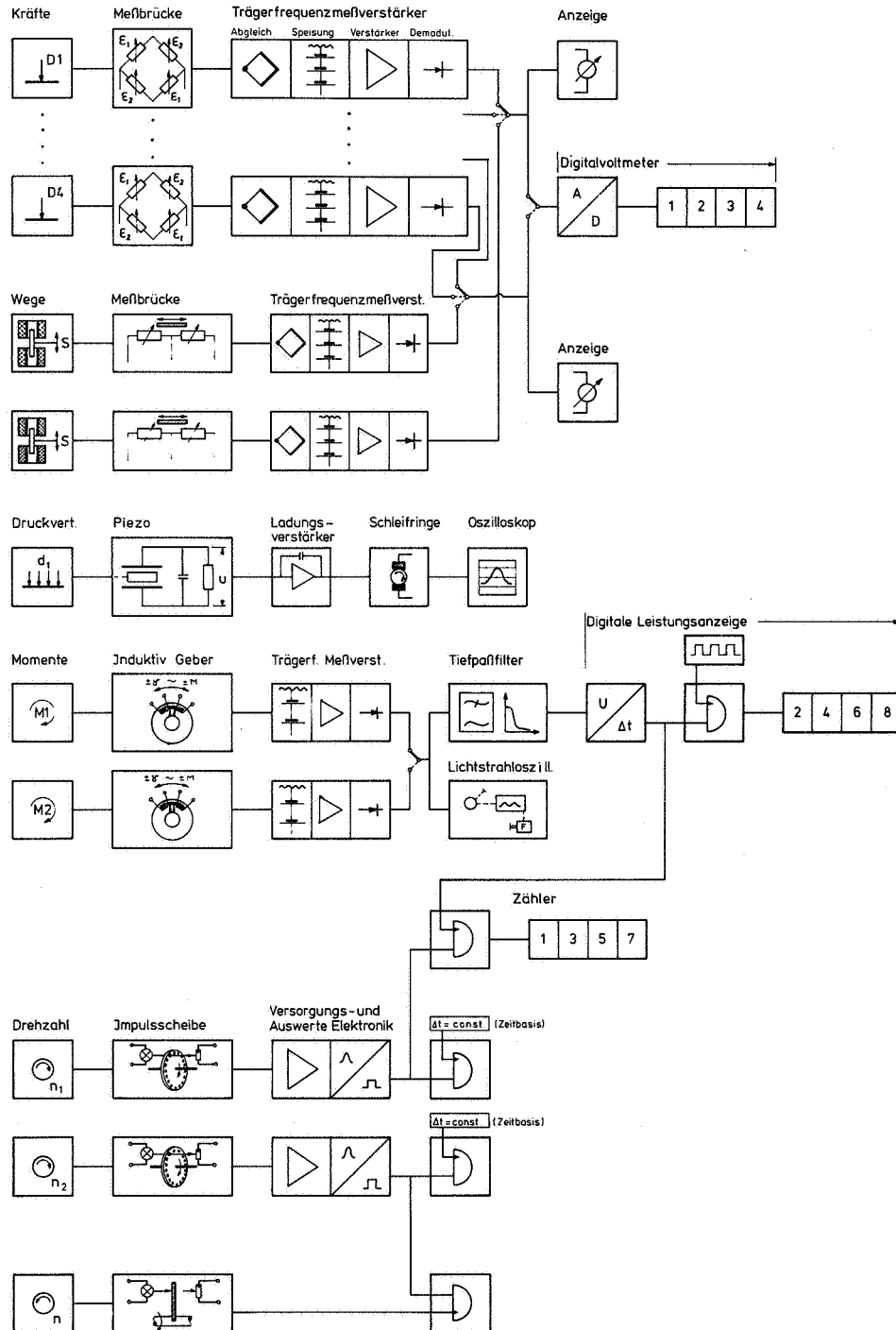


Abb. 3

# WIRKUNGSSCHEMA DER MESSANLAGE

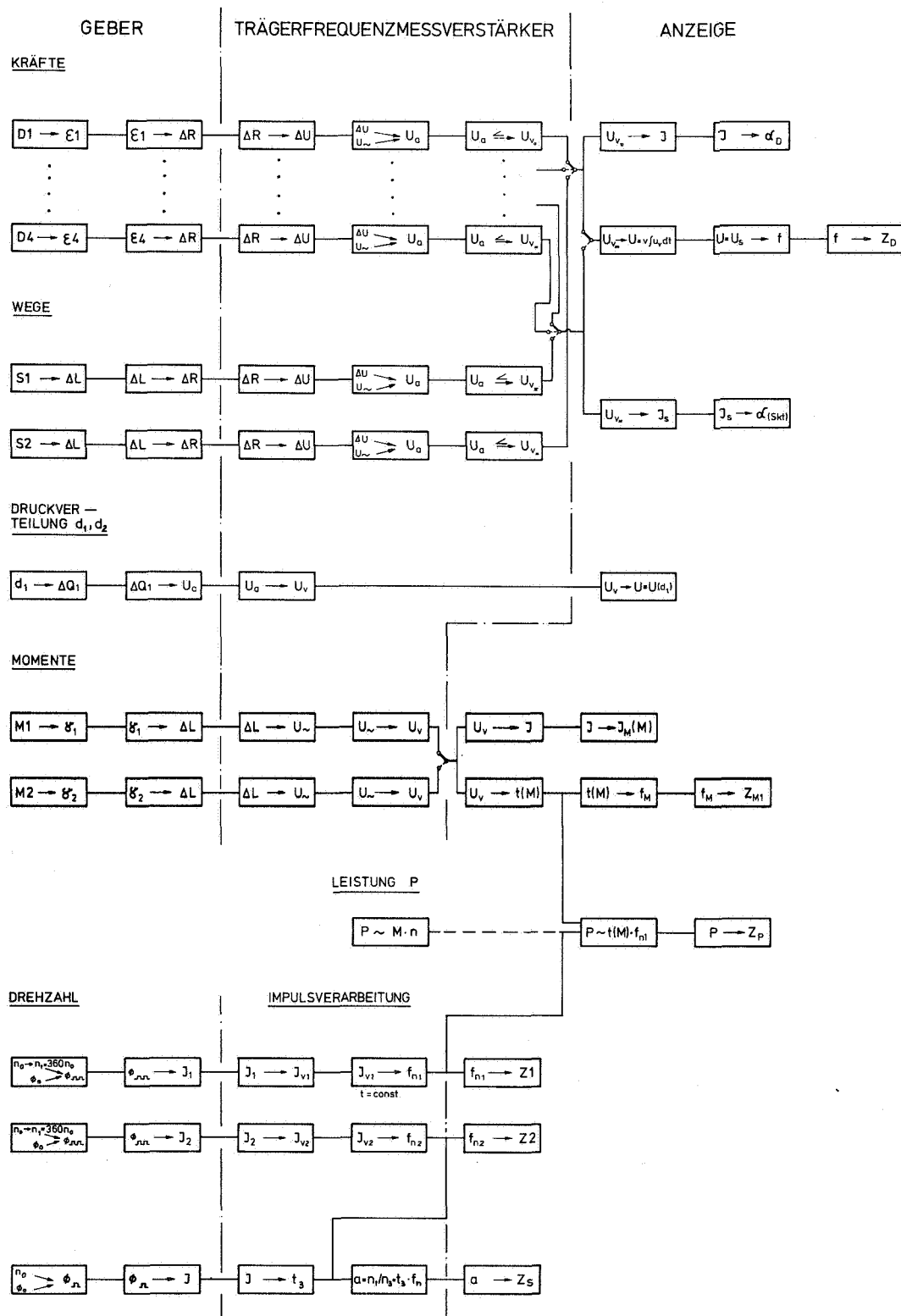


Abb. 4

Die Messung der Druckkräfte erfolgt an den vier Lagerungen der beiden Stahlwalzen. Diese sind in elastische Ringkörper eingebaut, an deren Seiten Dehnungsmeßstreifen aufgeklebt sind, die eine Widerstandsmeßbrücke bilden. Die Eigenschaften dieser Meßbrücke sind in /200/ eingehend beschrieben. Die Kraft bewirkt eine Längenänderung und somit eine Verformung der Brücke. Dadurch ist ein Maß für die Druckkraft gegeben. Die Versorgung, Verstärkung und Demodulation übernimmt ein Trägerfrequenzmeßverstärker. Das demodulierte Signal kann sowohl über ein Zeigerinstrument als auch über eine Umschalteneinrichtung an ein integrierendes Digitalvoltmeter in Ziffern angezeigt werden. Die Auflösung im empfindlichsten Bereich liegt bei 5 p.

Die Messung des Zustellweges erfolgt direkt an der Walzenachse mit einem induktiven Taster. Nur so kann die unmittelbare Bewegung der Walze unter Ausschaltung der Lagerluft gemessen werden. Beim Taster taucht ein ferromagnetischer Kern in eine Differentialdrossel aus zwei gleichen Meßspulen. Sie werden als Hälfte einer Wheatstonebrücke an einen Trägerfrequenzmeßverstärker angeschlossen. Die Anzeige kann wieder entweder an einem Zeigerinstrument oder - bei größeren Genauigkeitsanforderungen - am Digitalvoltmeter abgelesen werden. Das Auflösungsvermögen liegt bei  $10^{-5}$  mm.

Die in jeden der beiden Walzenzweige eingebauten Momentengeber arbeiten berührungslos induktiv. Sie sind mit einem maximalen Meßbereich von 4 cmKp außerordentlich empfindlich, was für die Ermittlung der viskoelastischen Momente auch erforderlich ist. Im Momentengeber, der mit der Stahlwalze gekoppelt ist, wird durch das Moment eine dünne Torsionsstrecke verdreht, und nach dem gleichen Differentialprinzip wie bei der Wegmessung in eine Induktivitätsänderung umgewandelt. Den induktiven Spulen wird vom Meßverstärker eine Spannung zugeführt. Am Ausgang des induktiven Meßwandlers entsteht eine Wechselspannung, deren Größe und Richtung der Verdrehung

infolge des Meßmomentes proportional ist. Die demodulierte und verstärkte Meßspannung kann jetzt einem Anzeigegerät zugeführt werden. Für die Aufzeichnung des Momentenverlaufs steht ein Lichtstrahloszillograf zur Verfügung und für die Anzeige des Momentanwertes (Integrationszeit 1 sec) ein umgeeichtetes Digitalvoltmeter, an dem das Moment in cmKp ablesbar ist. Das gleiche Gerät kann außerdem noch zur Drehzahlanzeige und - multiplizierend - zur Leistungsmessung verwendet werden.

Bei der Leistungsmessung dienen die Drehzahlimpulse als Zeitbasis für die Öffnung der elektronischen Torschaltung, in die eine dem Drehmoment entsprechende Spannung eingeleitet wird. Dadurch erfolgt die Produktbildung.

Die Drehzahl wird durch elektro-optische Drehwinkelgeber in Impulse umgeformt. Die Impulse werden in einem digitalen Zähler gezählt und durch Nixieröhren zur Anzeige gebracht. Bei der Drehzahlmessung dient eine Eichfrequenz als Zeitbasis.

Bei der Messung des Drehzahlverhältnisses, das der Ermittlung des Schlupfes dient, wird die Torsteuerung des digitalen Frequenzzählers nicht durch eine Eichfrequenz, sondern durch Impulse von der Gummiwalze gesteuert. Diese Impulse werden über eine Lichtschranke von einem Phototransistor erzeugt.

Eine anschaulichere Darstellung als die Signalflüsse aus Wirkungsschema und Blockschaltbild soll Abb. 5 geben, aus dem die einzelnen Meßstellen und die dazugehörigen Geräte ersichtlich sind, gleichzeitig geht daraus die Bezeichnung der einzelnen Meßgrößen hervor.

Das gesamte Meßsystem ist so ausgelegt, daß eine Erweiterung jederzeit möglich ist. Die digitalen Anzeigegeräte verfügen alle über einen BCD-Ausgang, an den ein Drucker angeschlossen werden kann.

## Schematischer Aufbau der Messanlage

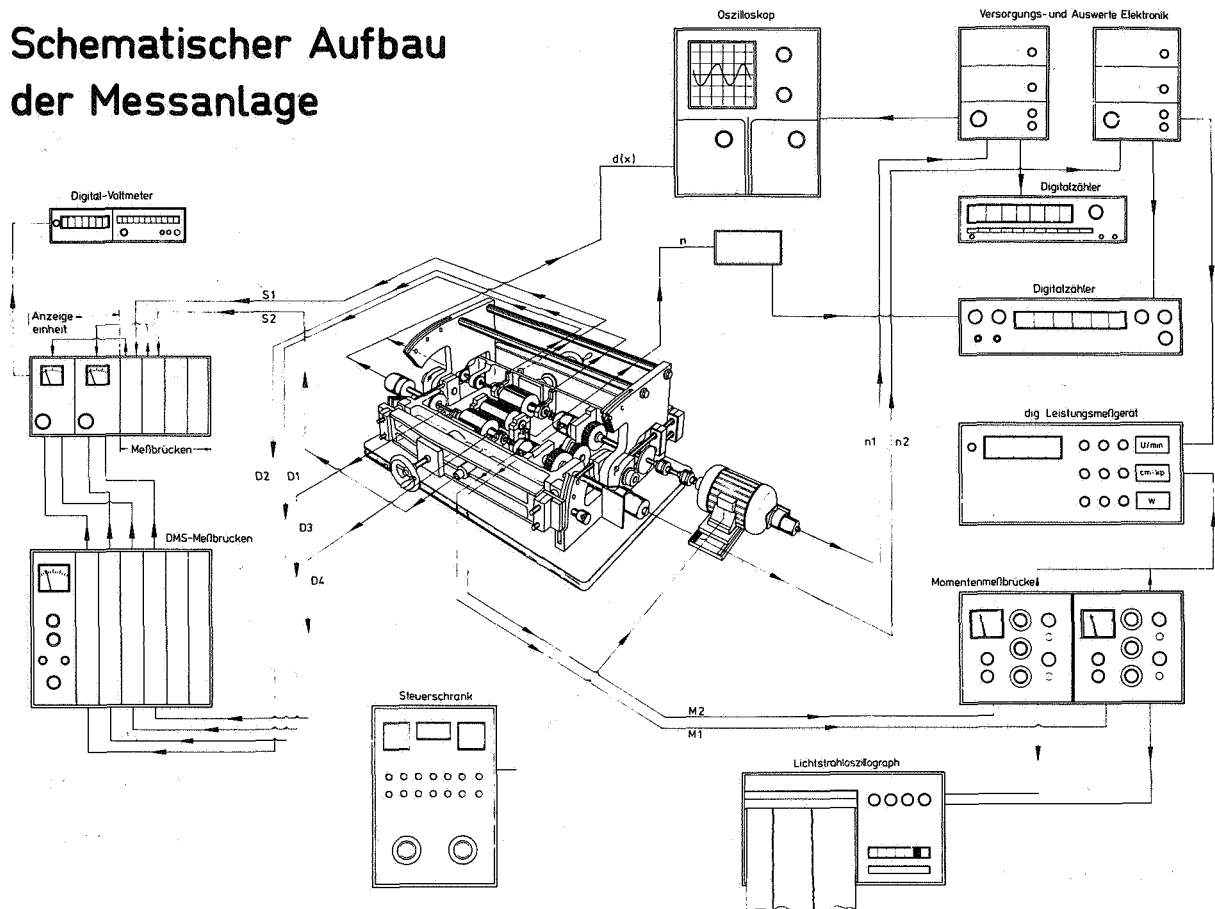


Abb. 5 Darstellung des gesamten Versuchsaufbaus

Die Temperatur der Gummiwalzenoberfläche wird berührungslos mit einem Infrarot-Bolometer kontrolliert. Die Temperaturmessung und die Eichung sind in /128/ ausführlich beschrieben. Da die Materialeigenschaften der Elastomere sich mit der Temperatur ändern, muß auf die Einhaltung eines Temperaturbereichs von 2 bis 3 Grad geachtet werden.

Die Eichung der Meßwertgeber ist problemlos. Die Kraftmeßringe werden nach Verschaltung der DMS und Anschluß aller Versorgungs- und Anzeigeeinheiten durch Auflegen von Gewichten geeicht. Der Einfluß einer tangentialen Kraftkomponente auf die Messung der Druckkraft ist vernachlässigbar.

Beim Momentengeber wird die hintere Welle arretiert und an der vorderen Welle werden mit einem Hebel und Gewichten



verschiedene Drehmomente zur Signaleichung aufgebracht. Die Eichkurve ist für links- und rechtsdrehende Momente linear im Bereich bis 4 cmKp.

Die Eichung der Geber wurde von Zeit zu Zeit im eingebauten Zustand überprüft.

Die induktiven Wegtaster wurden mit Hilfe von Endmaßen kalibriert.

### 3. E I N F L U S S G R Ö S S E N U N D M E S S G E N A U I G K E I T

#### 3.1 Die Versuchsdurchführung beim Zweiwalzen-System

Wegen der zahlreichen Einflußgrößen muß bei der Versuchsdurchführung eine festgelegte Reihenfolge zugrundegelegt werden. Es werden zwei Arten von Meßreihen gefahren.

- a) Messungen bei konstanter Drehzahl der Stahlwalze  $n_{St}=400$  Upm. Die Walzenzustellung  $S$  wird von Meßpunkt zu Meßpunkt in einem Bereich von 0 bis 1 mm variiert.
- b) Messungen bei konstanter Anstellung.  
Die Drehzahl der Stahlwalze wird im Bereich von 0 bis 1000 Upm variiert.

Pro Meßreihe werden die folgenden äußeren Parameter konstant gehalten:

- das Belagmaterial,
- der Durchmesser der Stahl- und Gummiwalze,
- die Belagstärke,
- die Winkelstellung der Walzen zueinander.

Die letztgenannten Größen werden in neuen Meßreihen variiert, um auch deren Einfluß zu untersuchen.

Gemessen werden: die Druckkräfte in den beiden Lagern der Stahlwalze, das Drehmoment, das Drehzahlverhältnis, die Drehzahl und die Anstellung.

Die Gesamtheit der Versuche umfaßte eine große Anzahl von Gummiwalzen. Die Breite der Versuche wird deutlich, wenn man sich die Anzahl der untersuchten Walzen vor Augen hält:

- a) eine Artexwalze (Polyurethan) 70/17,5

- b) sechs Walzen aus dem Material 6210 DE (Nitrilkautschuk), die sich in Belagstärke und Durchmesser unterscheiden: 60/5; 65/7,5; 70/10; 75/12,5; 80/15 und 90/20.
- c) fünf Walzen aus dem Material 561.30 (Nitrilkautschuk, aber anderer Aufbau als b), die sich nur im Durchmesser unterscheiden und eine konstante Belagstärke haben: 50/12,5; 60/12,5; 70/12,5; 80/12,5; 90/12,5.

Dabei weist die erste Zahl auf den Durchmesser, die zweite auf die Belagstärke hin. Beide Angaben sind in mm.

Die Materialbezeichnung stammt vom Hersteller. Eine Kennzeichnung der Materialeigenschaften folgt in Kapitel 3.4.

Für nahezu alle 12 Walzen wurden die unter a) und b) genannten Meßreihen durchgeführt. Die später anhand von beispielhaft herausgegriffenen Walzen gezeigten und besprochenen Ergebnisse können daher als gesichert und allgemein gelten. Wenn in diesem Beitrag nicht alle Ergebnisse gezeigt werden, dann spielen dabei nicht nur Platzgründe eine Rolle. Tatsächlich genügt es vollkommen, die charakteristischen Verhaltensweisen am Beispiel einer oder zweier Walzen mit einem speziellen Belagmaterial aufzuzeigen. Versuche mit einem anders aufgebauten elastomeren Belag zeigten nur quantitative Unterschiede.

Die Walzen sind so zusammengestellt, daß der Einfluß aller äußeren Parameter unter Konstanthaltung der anderen untersucht werden kann. Die von a - c genannten Materialien konnten durchweg als inkompressibel angesehen werden. Bei den Überlegungen bezüglich der tangentialen Randdehnung spielt die Kompressibilität, ausgedrückt durch die Poissonzahl  $\nu$  eine maßgebende Rolle. Aus diesem Grund wurde noch eine Schaumstoffwalze, die sicher kompressibel ist, mit in die Untersuchungen einbezogen.

Durch den Vergleich kann man auch Hinweise auf das Rollverhalten von normalen (inkompressiblen) und luftgepolsterten (kompressiblen) Gummitüchern erwarten, wie sie im Offsetdruck eingesetzt werden.

### 3.2 Fehlerquellen und Störgrößen bei den Versuchen

Der Versuchsablauf wurde immer gleich gehalten. Am Anfang einer jeden Meßreihe steht die Nullpunkteinstellung bzw. -kontrolle. Da die Gummiwalzen nicht ideal zylindrisch sind, gibt es hier bereits Probleme die zu verschiedenen Nullpunkten in der Anstellung ( $S=0$ ) führen können.

Die Anstellung "Null" ist dann erreicht, wenn sich bei der Annäherung der Stahlwalze der Lichtspalt zwischen beiden Walzen gerade schließt und die Druckkraftgeber gerade beginnen anzusprechen. Bei leicht konischen und balligen Gummiwalzen, wie sie trotz sorgfältigen Überschleifens entstehen, schließt sich der Lichtspalt nicht gleichmäßig. Durch das Anliegen in Teilbereichen spricht auch der Druckkraftgeber schon an. Hier wird auf einen Mittelwert in der Lichtspaltbreite eingestellt, die bereits angezeigten Druckkräfte werden für die Anstellung "Null" elektrisch auf Null kompensiert. Das gleiche gilt für das Drehmoment. Hier zeigen die Geber die Lagerreibung der bei der Anstellung "Null" sich bereits drehenden Walzen an. Dieser Betrag wird ebenfalls

vor Beginn der Messungen elektrisch auf Null zurückgestellt.

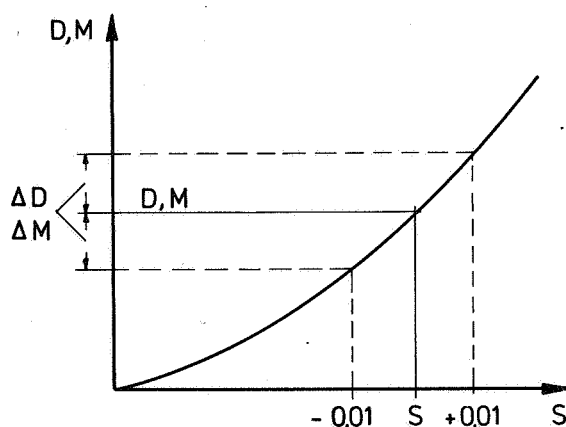


Abb. 6 Meßungenauigkeiten

Abb. 6 gibt einen Eindruck von den durch ungenaue Nullanstellung verursachten Schwankungen in Druckkraft und Moment. Die Differenzen

sind um so größer je härter das Belagmaterial bzw. je dünner die Belagstärke ist. Daher kann kein genauer Fehlerwert angegeben werden.

Bei der kombinierten Nullpunktwahl durch Lichtspalt und Druckkraftbeginn sind Schwankungen unvermeidlich. Sie können im Bereich der Anstellung mit  $\pm 0,01$  mm angegeben werden. Diese unterschiedliche Nullpunkteinstellung kann bei den Messungen zu Verschiebungen der Meßkurven führen, die bei den vergleichenden Interpretationen berücksichtigt werden müssen. Damit ist gleichzeitig eine der großen Unsicherheitsquellen genannt.

Eine weitere Unsicherheit ergibt sich bei der Bestimmung der exakten Durchmesser der Gummiwalzen, die für die Schlupfberechnung von maßgebender Bedeutung sind. Eine Durchmesserbestimmung mit Schieblehre oder Mikrometer verbietet sich, da beim Meßvorgang das relativ weiche Material zusammengedrückt wird. Daher wurde ein breites Band straff um die Walze gelegt, der Umfang bestimmt und daraus der Durchmesserwert errechnet. Aus mehreren solcher Messungen wurde der verwendete, endgültige Durchmesser durch Mittelwertbildung bestimmt. Die Schwankungen sind mit  $\pm 0,01$  mm gering. Die Durchmesserangaben im Text und auf den Diagrammen sind auf- bzw. abgerundete Werte. Bei den Schlupfrechnungen werden die exakten Werte eingesetzt.

Eine weitere Störgröße hinsichtlich der Reproduzierbarkeit der Momentenmeßwerte ist die je nach Schmierzustand wechselnde Lagerreibung. Durch tägliche leichte Schmierung mit einem feinen Spindelöl wurde diese Unsicherheit auf ein Minimum beschränkt.

Untersucht wurde auch der Einfluß der Durchbiegung der Walzenarme und der Wellen bei Belastung. Die berechneten Durchbiegungen waren so gering, daß hier keine Fehlerquelle zu erwarten ist. Drehschwingungen durch den Antrieb haben

Einfluß auf die Meßsignale. Mit Hilfe von Kondensatoranordnungen wurden die Signale weitgehend geglättet oder bei der Auswertung der Meßschriebe ausgemittelt.

Am stärksten wird die Reproduzierbarkeit der Meßwerte durch die wechselnden Materialeigenschaften gefährdet. Inhomogenitäten im Material, unterschiedliche Chargenzusammensetzungen und die Materialalterung sind die Ursachen dafür (vgl. Kap. 3.4).

Alles zusammengesehen ist die Reproduzierbarkeit einer Meßreihe an einer Walze und bei mehreren Messungen direkt hintereinander, außerordentlich gut.

### 3.3 Die Radienänderungen infolge Fliehkraft, Temperatur und Anstellung

Die Wirkung der Fliehkraft kann ebenso wie eine Temperaturerhöhung zu einer merklichen Radienaufweitung an der Gummwalze führen. Die Berechnung der Radienvergrößerung infolge Fliehkraft ist auch für viskoelastische Materialien möglich, führt aber wegen fehlender einsetzbarer Stoffgleichungen nicht zu Zahlenwerten, sondern ist nur allgemein angebar. Die allgemeine Lösung für den rotierenden Zylinder aus viskoelastischem Material ist in /72/ erarbeitet.

Die Volumenkonstanz des Belagmaterials hat zur Folge, daß - wie bei einer Flüssigkeit - eine Achsialkraft wirksam wird, die den Zylinder verkürzt. Erst die achsiale Verkürzung erlaubt eine Radienaufweitung. In Abb. 7 müssen die durch Schraffur angedeuteten Volumina gleich sein.

Nach dem gleichen Prinzip der Volumenkonstanz muß sich durch die Anstellung eine Radienveränderung ergeben (vgl. Abb. 8). Diese verteilt sich aber nicht gleichmäßig über den Walzenumfang, sondern ist in der Nähe der Volumenverdrängung am größten. Das verdrängte Volumen weicht zudem noch seitlich,

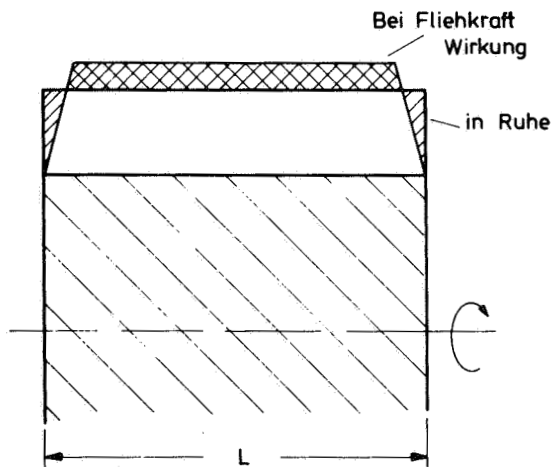


Abb. 7 Fliehkraftwirkung

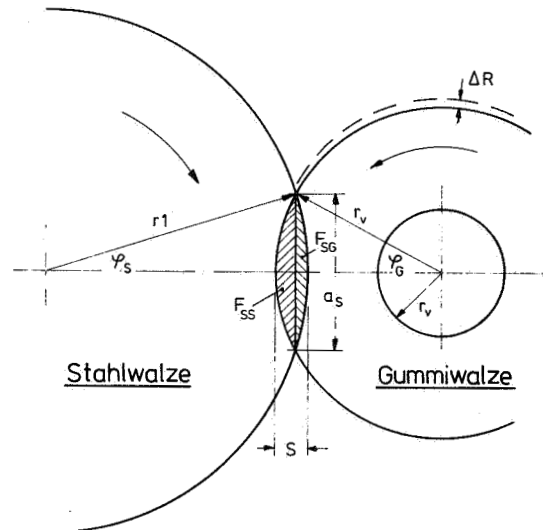


Abb. 8 Volumenverdrängung

also in achsialer Richtung aus, was man beobachten kann.  
Es berechnet sich zu:

$$\Delta V = L \cdot F_S = L(F_{SG} + F_{SS}) \quad (1)$$

Die Segmentflächen kann man über die Druckzonenbreite

$$a_S = 2\sqrt{2R^x S} \quad \text{mit} \quad R^x = \frac{r_v \cdot r_1}{r_v + r_1} \quad (2)$$

aus der Anstellung  $S$  berechnen.

Die Segmentfläche der Stahlwalze errechnet sich aus:

$$F_{SS} = \frac{r_1^2}{2} (2\varphi_S - \sin 2\varphi_S) \quad (3)$$

diejenige der Gummiwalze aus:

$$F_{SG} = \frac{r_v^2}{2} (2\varphi_G - \sin 2\varphi_G) \quad (3a)$$

Die Zentriwinkel sind über die Druckzone Funktionen der Anstellung, nämlich

$$\varphi_S = \arcsin \frac{a_S}{2 r_1} \quad ; \quad \varphi_G = \arcsin \frac{a_S}{2 r_G} \quad (4)$$

Um eine Vorstellung von der Größenordnung der Radienaufweitung infolge der Anstellung zu erhalten, kann man sich ein  $\Delta R$  bei gleichmäßiger Verteilung auf den Umfang errechnen, also

$$\Delta R \approx \frac{F_S}{2 \cdot r_V (\pi - \varphi_G)} \quad (5)$$

Für eine Walze 95/30 ergibt sich bei 1,5 mm Anstellung ein Wert  $\Delta R = 0,06$  mm.

Die Fläche  $F_S$  ist immerhin  $17,05 \text{ mm}^2$  groß.

Wegen der genannten Abweichungen trifft dieser Zahlenwert sicher nicht exakt zu, so daß Messungen der Radienzunahme infolge Fliehkraft und Anstellung vorgenommen wurden.

Zu diesem Zweck wurde eine Nadelhalterung gebaut, die in den Versuchsstand einmontiert werden konnte. Abb. 9 gibt eine Vorstellung von der Anordnung. Die sechs Nadeln sind konzentrisch um die Gummiwalze in unterschiedlicher Entfernung zur Druckzone angebracht. Mit einem Feingewinde und einer Skala ist eine sehr feinfühligte Zustellung möglich.

Beim Messen wird die Gummiwalze mit einer dünnen Farbschicht (kleiner  $1\mu$ ) belegt. Ohne Anstellung und bei ganz langsamer Drehung von Hand werden die Nadeln an die Oberfläche angestellt. Der Beginn einer Rille in der Farbschicht zeigt die Berührung an. Da die Nadeln über Länge und Umfang verteilt sind, werden die Unrundheiten der Gummiwalze bei der Nullanstellung berücksichtigt. Die Farbrille kann anschließend mit einem Einfärberöllchen wieder beseitigt werden.



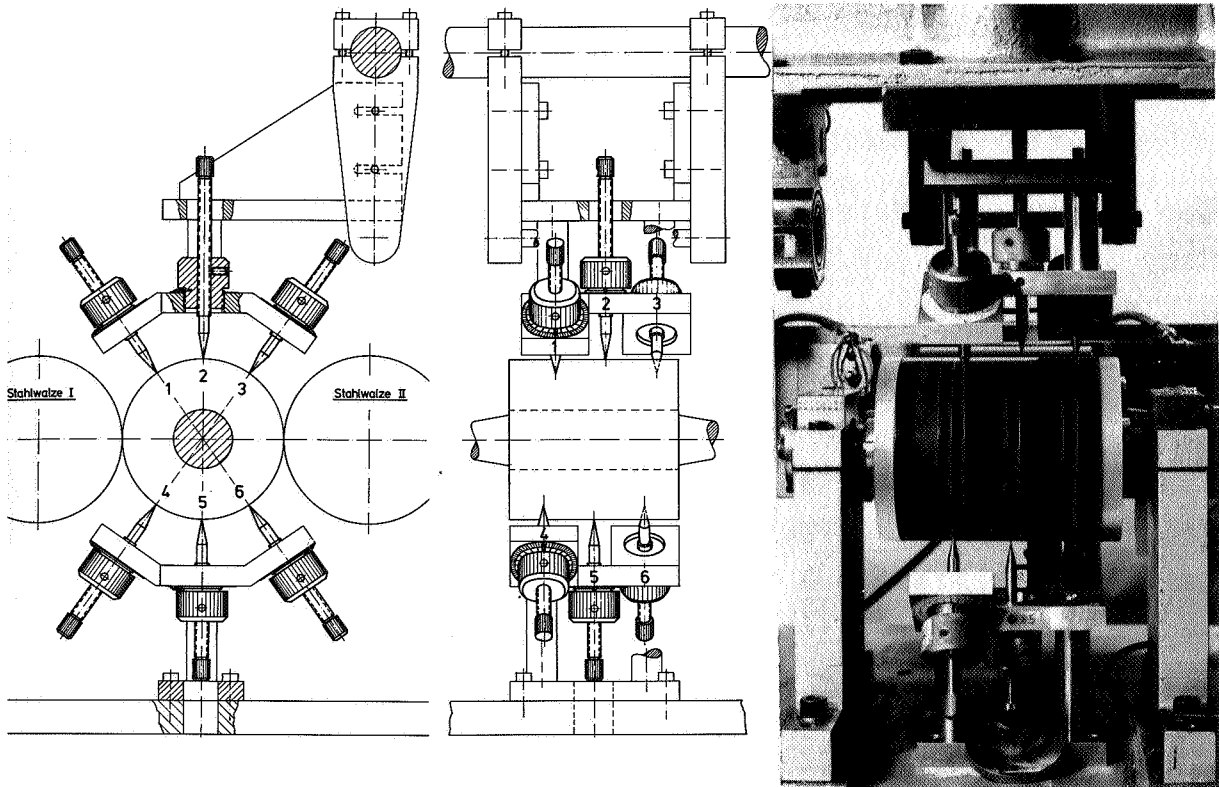


Abb. 9 Zeichnung und Fotografie der Nadelhalterung

Nach der Nulleinstellung wird jede Nadel um einen anderen Betrag zurückgedreht und arretiert. Erste Versuche wurden an einer sehr weichen Artexwalze 95/30 mit dickem Belag durchgeführt, um merkliche Wirkungen zu erzeugen. Die Gummiwalze wird über einen Riemen angetrieben, wenn der Fliehkrafteinfluß untersucht werden soll. Die Walze wird solange hochgefahren bis Berührung - gekennzeichnet durch das Entstehen einer Farbrille - stattfindet. Tabelle 1 gibt die Drehzahl an, bei der bei vorgegebener Abstellung die Berührung beginnt. Als zweites wurde die Walze 90/20 aus

Artex 95/30		6210 DE 90/20	
$+\Delta R$ [mm]	$n_G$ [Upm]	$+\Delta R$ [mm]	$n_G$ [Upm]
0,084	775	0,028	1120
0,126	915	0,056	2280
0,168	1300	0,084	2600
0,252	1690		

Tabelle 1

dem Material 6210 DE, die auch bei den späteren Versuchen benutzt wurde, untersucht.

Der Einfluß der Materialfestigkeit ist deutlich zu erkennen. Nach Stillstand der Walzen dauert es noch einige Sekunden bis der ursprüngliche Durchmesser wieder erreicht ist. Diese Retardationszeit des Gummis ist kleiner als die für einen Temperatúrausgleich benötigte Zeit.

Der Faktor Zeit darf auch bei der Einstellung der endgültigen Radienvergrößerung nicht vergessen werden. Die eingestellte Drehzahl muß eine Zeitlang gehalten werden, bis sich in etwa ein Gleichgewicht eingestellt hat. Nach der Theorie von Ignaszak /72/ geht die Radialverschiebung mit der Zeit sogar gegen unendlich, wenn die Rechnung für den ebenen Spannungszustand durchgeführt wird. Beim ebenen Verformungszustand wird ein endlicher Wert der Radialverschiebung erreicht. Die Theorie gilt für einen Festkörper nach dem Maxwell-Modell.

Sogar die Achsialverkürzung (vgl. Abb. 7) ist festzustellen. Die Farbrillen, die bei höheren Drehzahlen entstanden sind, waren - im Stillstand der Walze - gegenüber den Nadeln nach außen verschoben.

Als nächstes wurde die Nadelhalterung zur Untersuchung der Walzendeformation der Artexwalze 95/30 infolge Anstellung benutzt. Alle Nadeln wurden gleichmäßig abgestellt und die Stahlwalze in die Gummiwalze gedrückt. Die Nullanstellung wurde in einem quasistatischen Zustand bei festgelegter Drehzahl ( $n=100$  Upm) vorgenommen.

Die Ergebnisse zeigen die erwartete über den Umfang ungleichmäßige Radienaufweitung. Versuche im Links- und Rechtslauf ließen erkennen, daß sich die Radienzunahme im wesentlichen in der Einlaufseite bemerkbar macht. Damit wird gleichzeitig auch die Retardation in der Auslaufzone, wie sie

bereits von Pfeiffer /139/ festgestellt wurde, bestätigt, denn dort ist nur in Einzelfällen (Unrundheit) eine Berührung wahrzunehmen. Nach der Maximalverformung dauert es eine gewisse Zeit bis der ursprüngliche Radius wiedererlangt ist. Eine Anstellung von 1,5 bis 1,8 mm bewirkt eine Radienzunahme in der Einlaufzone von 0,042 mm. Dieser Zahlenwert liegt unter den Rechenwerten für  $\Delta R$  nach Gleichung (5). Daraus folgt, daß das Belagmaterial auch seitlich weggedrückt wird. Dennoch gibt die Überschlagsrechnung eine gute Vorstellung von der Größenordnung.

Der dritte Faktor, der zu einer Radienzunahme führt, ist die Temperatur. Diesen Einfluß meßtechnisch herauszufiltern ist recht schwierig, da die Gummiwalze temperiert werden müßte und gleichzeitig Eingriffe durch die Messungen vorgenommen werden müßten. Eine Wärmeerzeugung durch Walkung des Gummis hat Fremdeinflüsse zur Folge.

Daher wurde versucht, die Radienzunahme durch Temperatur zu berechnen. Grundlage sind die Gleichungen aus der Elastizitätstheorie für den ebenen Verformungszustand und den allgemeinen Spannungszustand für einen auf einem starren Kern sitzenden elastischen Belag.

Die Euler'sche Differentialgleichung für die Verformung  $u(\vartheta)$  lautet dann:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{u}{r^2} = 0 \quad (6)$$

Mit den Randbedingungen  $\sigma_r(r=r_a)=0$  und  $u(r=r_i)=0$  ergibt sich für die Radialverschiebung folgende Lösung:

$$u = \frac{\alpha(\vartheta - \vartheta_0)(1+\nu) \cdot r}{1 + \frac{r_i^2}{r_a^2}(1-2\nu)} \left( 1 - \frac{r_i^2}{r^2} \right) \quad (7)$$

Voraussetzung für die Gültigkeit dieser Gleichung ist eine gleichmäßige von den Koordinaten unabhängige Erwärmung und kein Angreifen äußerer Kräfte (z.B. Fliehkraft oder Druckkräfte).

Die erste Voraussetzung ist bereits im praktischen Anwendungsfall des Rollens zweier Walzen nicht erfüllt. Eigene Messungen der Temperaturverteilung im Belagmaterial zeigen ein Maximum unter der Oberfläche, das ca.  $2^{\circ}$  über der Oberflächentemperatur liegt, und ein Minimum am Walzenkern. Legt man für eine überschlägige Rechnung eine konstante Temperatur entsprechend der einfach zu messenden Oberflächentemperatur zugrunde, so liegt man etwas über der tatsächlichen mittleren Temperatur.

Nach d'Ans/Lax "Taschenbuch für Chemiker und Physiker" S. 1421 liegt der Ausdehnungskoeffizient für Weichgummi bei  $\alpha = 661 \cdot 10^{-6}$ . Tabelle 2 gibt die errechneten Radialdehnungen an der Stelle  $r=r_a$  für drei verschiedene Walzen bei einer Temperaturdifferenz zur Umgebung von  $3^{\circ}$  an, die maximal bei den Versuchen erreicht wurde. Die Poisson-Zahl  $\nu$  wurde mit 0,5 eingesetzt.

Walze	95/30	90/20	70/10
$U(r=r_a)$ /mm/	0,1221	0,0925	0,0510

Tabelle 2

Diese Werte liegen erstaunlich hoch und zeigen, daß der Temperatureinfluß auf die Radienzunahme nicht zu vernachlässigen ist. Die wirklichen Werte werden etwas kleiner sein, zudem hier auch keine Unterschiede in den Materialien beim Ausdehnungskoeffizienten berücksichtigt wurden.

Die Folgerung aus diesem Anschnitt liegt darin, daß diese Radialdehnungen infolge Temperatur und Fliehkraft, wie sie durch die Dynamik des Rollens entstehen, in der Druckzone erzwingenermaßen verhindert werden. Die gemessene Druckkraft wird also nicht nur durch den Widerstand des Belagmaterials gegen das Eindringen der Stahlwalze bestimmt, sondern sie hat noch zwei weitere Anteile.

Eine nur aufgrund der Materialeigenschaften errechnete Druckkraft müßte folglich kleiner als die gemessene Druckkraft sein.

Die am Umfang partielle Radienzunahme durch die Anstellung deformiert den ursprünglichen Kreisquerschnitt zusätzlich. Die Umfangsgeschwindigkeiten am äußeren Walzenrand sind daher von Stelle zu Stelle anders.

### 3.4 Die eingesetzten Belagmaterialien

Die elastomeren Belagmaterialien wurden im Herstellerwerk auf die Walzenkerne aufvulkanisiert. Dadurch entfällt jeglicher Einfluß auf die Chargenwahl des Gummis und die Gleichmäßigkeit beim Herstellungsprozeß. Das gleiche gilt für alle industriell gefertigten und der Druckmaschinenindustrie gelieferten Walzen. Später unter gleicher Materialbezeichnung nachgelieferte Walzen haben mit Sicherheit abweichende Charakteristika. Die Versuchswalzen entsprechen demnach den in der Praxis eingesetzten Farbwerkswalzen und sind keine besonders ausgesuchten oder aufgebauten Exemplare.

#### 3.4.1 Die Materialzusammensetzung

Die Belagmaterialien, die untersucht werden, sind die gleichen wie die in der Praxis verwendeten Qualitäten. Die vom Hersteller erhaltenen Kurzbezeichnungen wurden beibehalten. Im folgenden sollen die untersuchten Materialien kurz vorgestellt werden.

Das Belagmaterial mit der Bezeichnung 6210 DE ist ein Nitrilbutadien-Kautschuk (NBR) mit einem geringen Anteil an anorganischen Füllstoffen, wodurch das Material weich ist. Der Füllstoffanteil liegt bei 10% und besteht aus Siliciumderivaten und Metalloxiden. Die Molekülstruktur ist vernetzt.

Das zweite untersuchte Material mit der Bezeichnung 561.30 ist ebenfalls ein Nitrilkautschuk, durch die Zugabe eines fremden Polymers (vermutlich PVC) aber zu einem Mischpolymerisat verarbeitet. Auch hier liegt keine Vorzugsrichtung im Molekülaufbau vor, wie z.B. bei PVC alleine, sondern das Netzwerk hat sich statistisch ausgebildet. Durch die Art der Belastung oder durch die Geometrie des belasteten Körpers (Stützwirkung) kann ein anisotropes Materialverhalten entstehen. Die Füllstoffe in diesem Belagmaterial sind - auch anteilmäßig - in etwa die gleichen wie bei 6210 DE. Im allgemeinen sind die Relaxationszeiten bei reinen Elastomeren geringer als bei Mischpolymerisaten.

Das Material Artex (neuere Bezeichnung Colorprint) ist ein sehr weiches Ester-Polyurethan ohne Füllstoffe.

Da das Material 561.30 trotz verwandten chemischen Aufbaus wie 6210 DE bei den späteren Versuchen ein stark unterschiedliches Verhalten zeigte und die theoretischen Überlegungen auch nicht in gleichem Maße zutrafen, wurden die Walzen nach den Untersuchungen des Rollverhaltens zerschnitten und die Ringquerschnitte in radialer Richtung von der Walzenoberfläche bis zum Walzenkern mikroskopiert.

Die Gefüge aller drei Materialien wurden bei einer 150-fachen Vergrößerung unter dem Mikroskop an verschiedenen Stellen im Querschnitt betrachtet und fotografiert. Die Ergebnisse sind in den Abbildungen 10 bis 12 zu sehen. Es soll an dieser Stelle nur auf den für die Rolluntersuchungen wesentlichen Unterschied eingegangen werden.

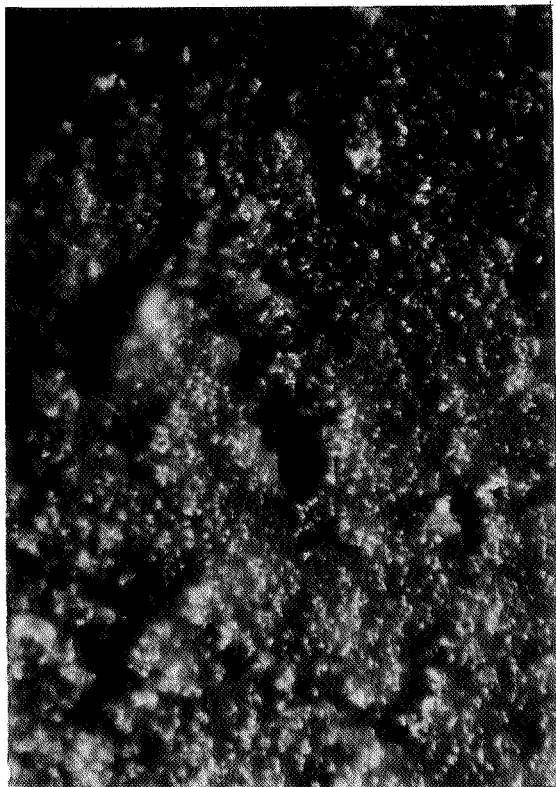


Abb. 10a

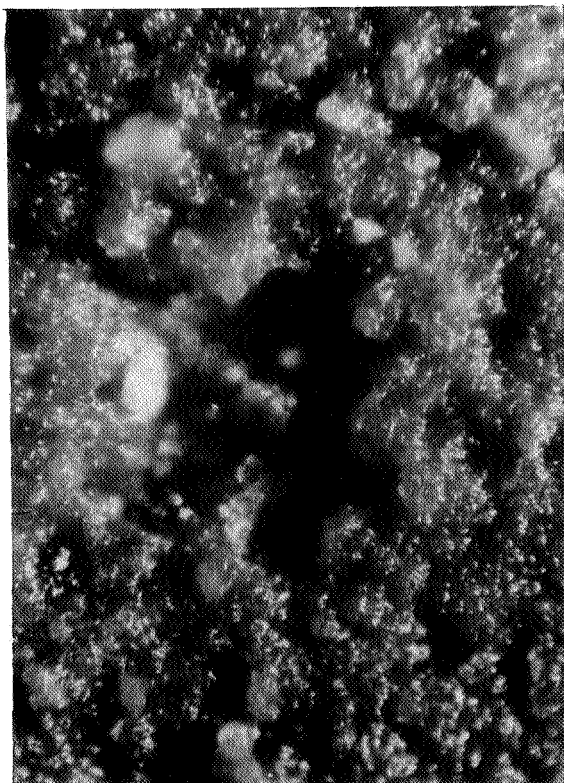


Abb. 10b

Material 561.30

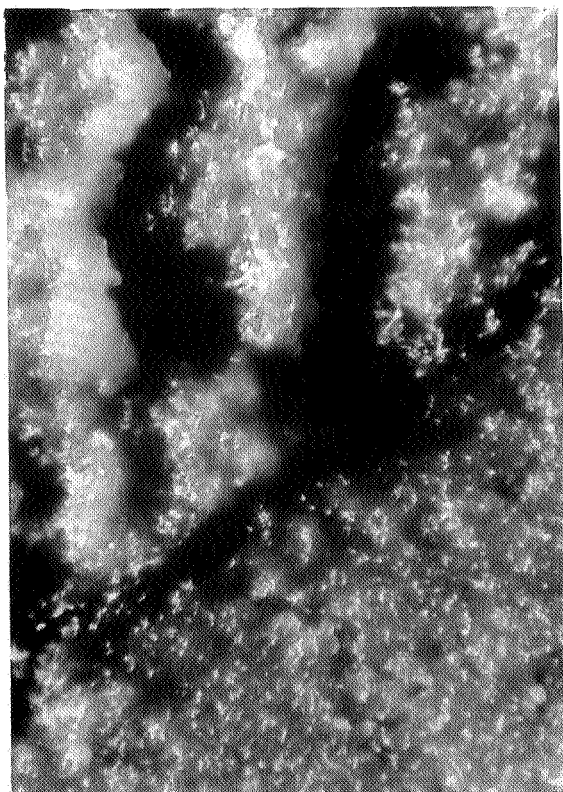


Abb. 10c .

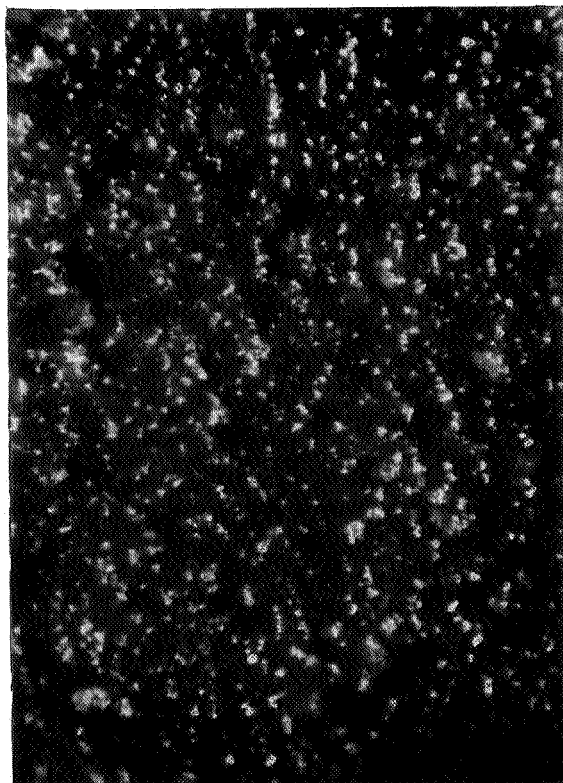


Abb. 10d



Abb. 10e Mat. 561.30

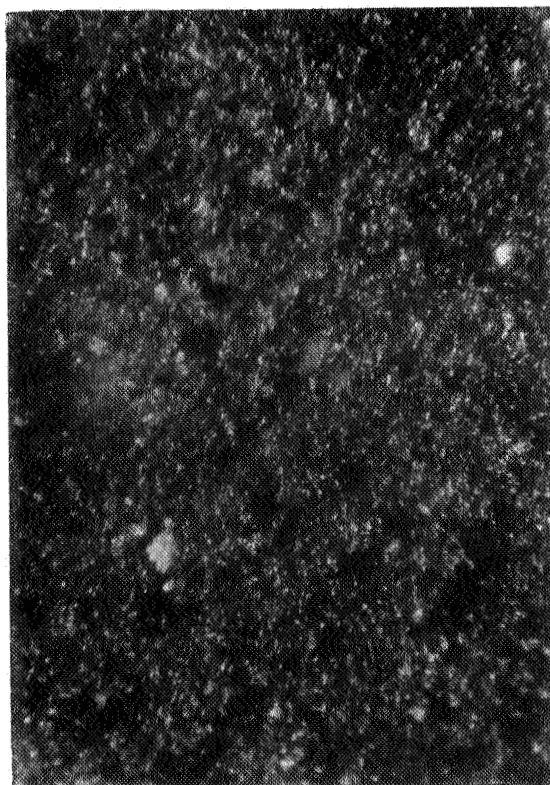


Abb. 11 Mat. 6210 DE

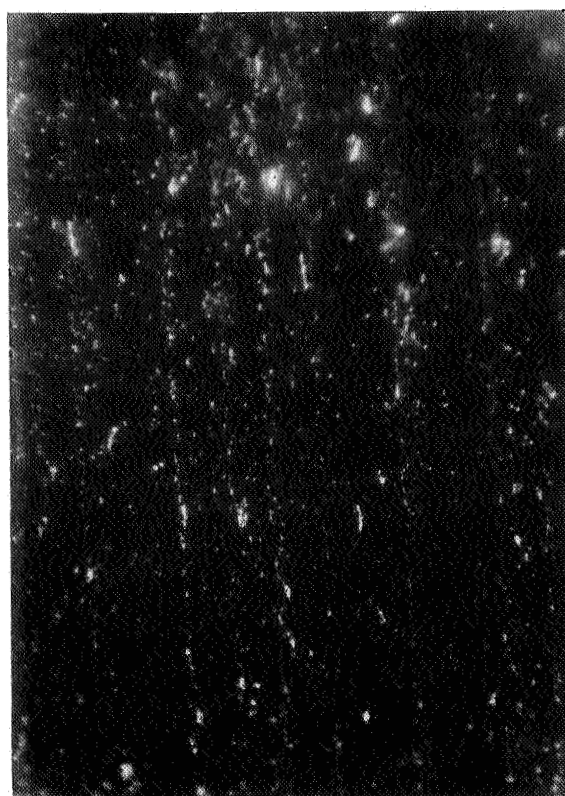


Abb. 12 Mat. Colorprint



Die Gefüge von 6210 DE und Colorprint sind über den ganzen Querschnitt gleichmäßig (Abb. 11 und 12). Anders sehen die Aufnahmen des Materials 561.30 aus. Bereits mit bloßem Auge ist hier eine Zwei-Schichten-Struktur zu erkennen mit einer scharfen Trennlinie, die ca. 3 mm unter dem Walzenrand liegt. Diese Linie ist in Abb. 10c aufgenommen. Auf der oberen Bildhälfte - in Richtung Walzenrand - ist das Gefüge sehr zerklüftet ebenso wie die Linie selbst. In Richtung Walzenkern (Abb. 10c untere Hälfte) wird das Gefügebild viel ruhiger und ist gleichmäßiger strukturiert (Abb. 10d).

Zur Orientierung ist in Bild 10a der Walzenrand mit der unregelmäßigen, von einzelnen Hohlräumen durchsetzten äußeren Schicht gezeigt. Daneben in Abb. 10b ein Hohlraum aus dieser äußeren Schicht. Hier findet man auch vereinzelt noch teilkristalline Festkörperbestandteile (Abb. 10e).

Das Zustandekommen der Lufteinschlüsse im Material 561.30 kann man sich mit dem Zersetzen des beigefügten PVC beim Vulkanisierungsprozeß erklären. Die Temperaturen beim Aufvulkanisieren liegen - nach Angabe des Herstellers - bei 140°C. Die Zersetzung von PVC kann bei 120°C einsetzen.

Bezüglich des mechanischen Verhaltens bewirken diese Lufteinschlüsse, daß das Material ähnlich wie die Schaumstoffwalze oder ein luftgepolstertes Gummituch kompressibel ist, die Poisson-Zahl also von 0,5 abweicht. Diese Eigenschaft ist im Hinblick auf die Interpretation der gemessenen Drehzahlverhältnisse von großer Bedeutung.

Unterschiede im Materialverhalten sind jedoch nicht nur zwischen den einzelnen Materialien zu erwarten, sondern auch innerhalb eines Materials mit gleicher Bezeichnung. Der Herstellungsprozeß bedingt diese Unterschiede. Die natürlichen Rohstoffe, die Chargenzusammensetzung, die Vulkanisierungsdauer und -temperatur sind Einflußgrößen auf das Endprodukt, die nur in bestimmten Grenzen gleich

gehalten werden können. Entsprechende Toleranzen muß man auch dem Material einräumen und vor allem den Messungen, die mit solchen Materialien durchgeführt werden. Eine hundertprozentig genaue quantitative Reproduzierbarkeit ist daher bereits von der Materialseite her auszuschließen. Qualitativ jedoch sind die Verhaltensweisen charakteristisch.

#### 3.4.2 Die Materialprüfung nach DIN 53513

Eine andere Möglichkeit, die Materialien zu kennzeichnen, ist die Bestimmung der visko-elastischen Eigenschaften in Abhängigkeit von Verformungsfrequenz und Temperatur. Solche Messungen wurden im Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren bereits früher /139/ durchgeführt. Die bestehende Versuchsanordnung wurde auch für die hier eingesetzten Materialien verwendet. Die Materialkennwerte komplexer E-Modul  $E^*$  und Verlustfaktor  $\operatorname{tg} \delta$  sind in den Diagrammen der Abbildungen 13 bis 19 dargestellt.

In /139/ wurden die visko-elastischen Kennwerte der Belagmaterialien 6210 DE und Artex bereits eingehend bestimmt. In Ergänzung dazu werden hier die kompletten Materialkurven des Mischpolymerisats 561.30 vorgestellt. In den Abbildungen 13 und 14 sind  $E^*$  und  $\operatorname{tg} \delta$  als Funktion der Verformungsfrequenz bei verschiedenen Temperaturen, in den Abbildungen 15 und 16 als Funktion der Temperatur mit der Frequenz als Parameter dargestellt. Der Temperaturbereich ist genügend groß gewählt, denn die Temperaturen in Walzenfarbwerken liegen selten höher als  $35^{\circ}\text{C}$  (vgl. /128/).

Zum besseren Vergleich der Materialkennwerte untereinander wurden die Diagramme in den Abbildungen 17 bis 19 gezeichnet. 6210 DE hat den größten komplexen E-Modul, 561.30 den höchsten Verlustfaktor und im Arbeitsbereich die stärkste Temperaturabhängigkeit. Die nach DIN 53513 ermittelten Material-

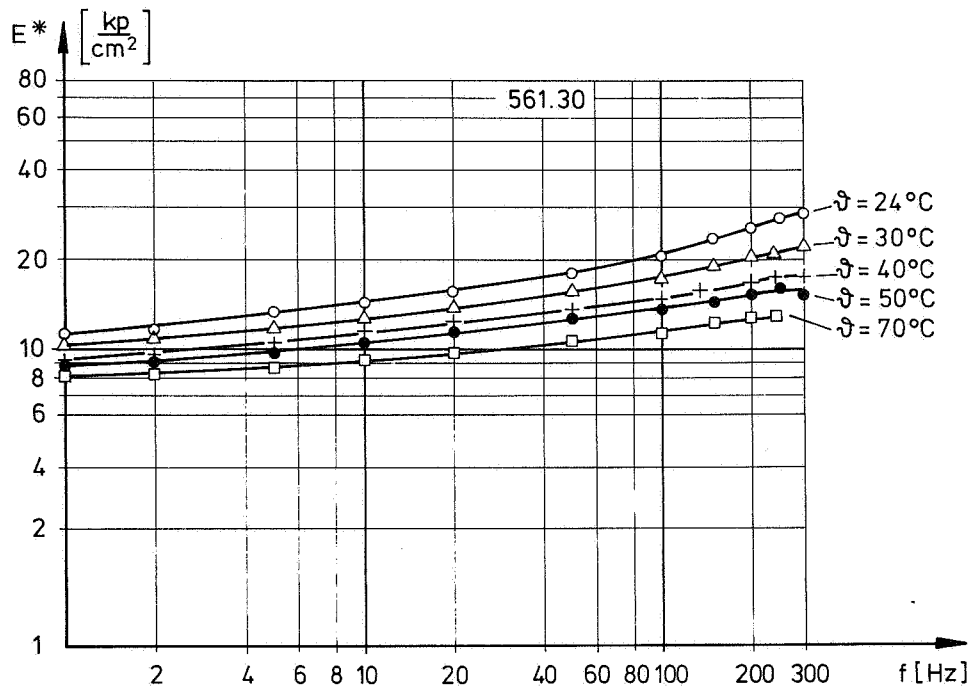


Abb. 13 E-Modul als Funktion Verformungsfrequenz

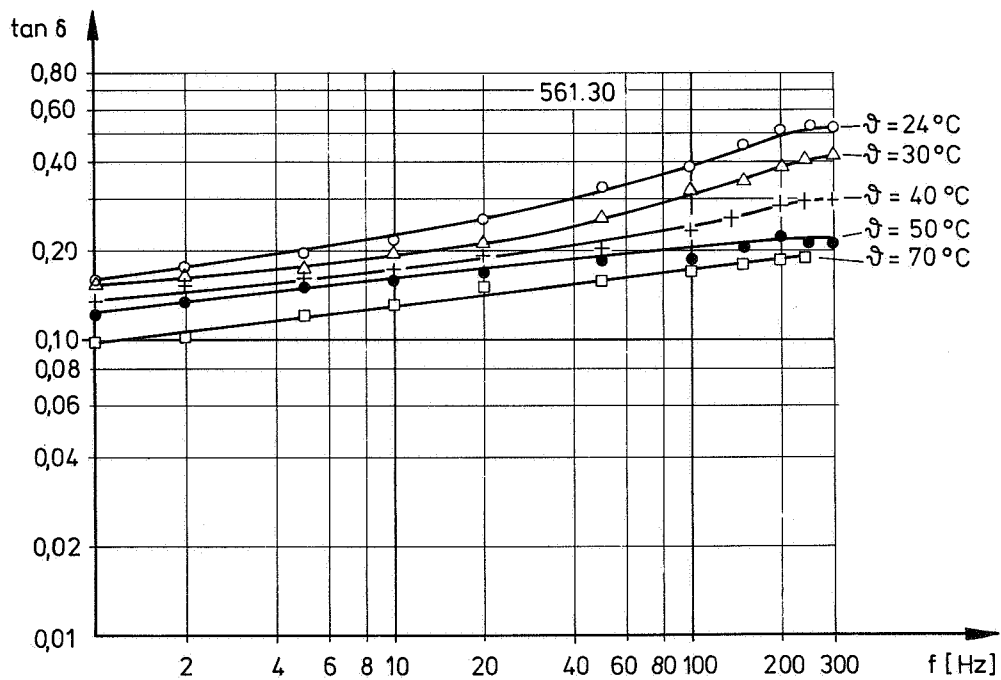


Abb. 14 Verlustfaktor als Funktion der Verformungsfrequenz

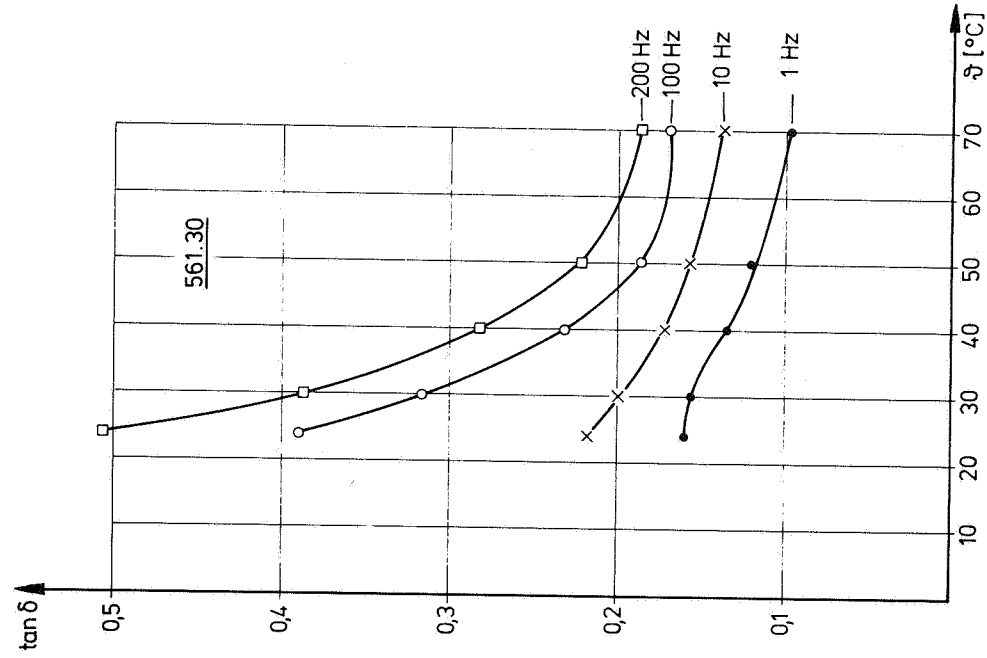


Abb. 15 Temperaturabhängigkeit des E-Moduls

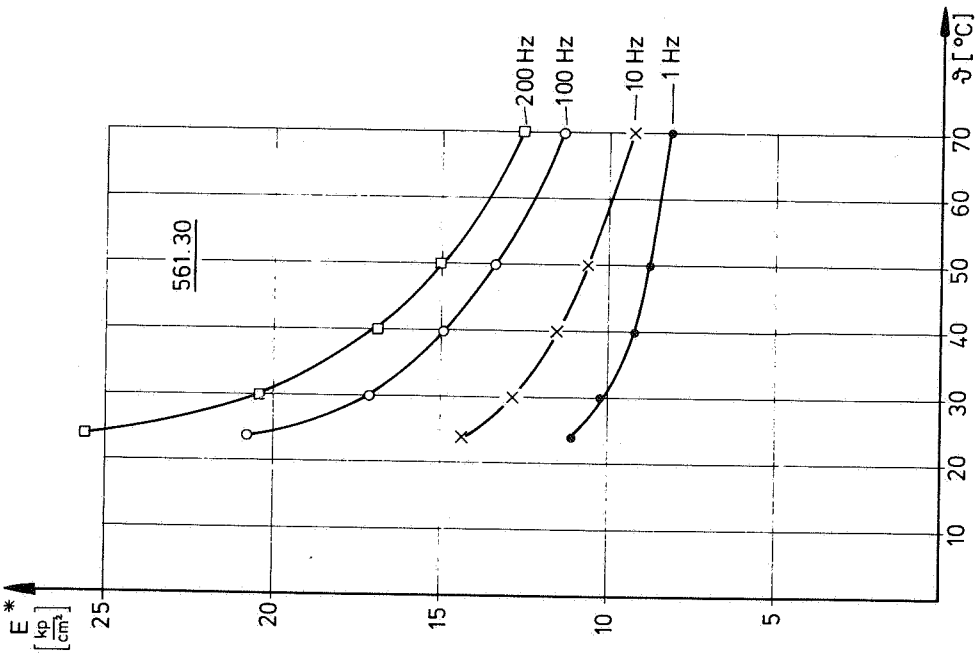
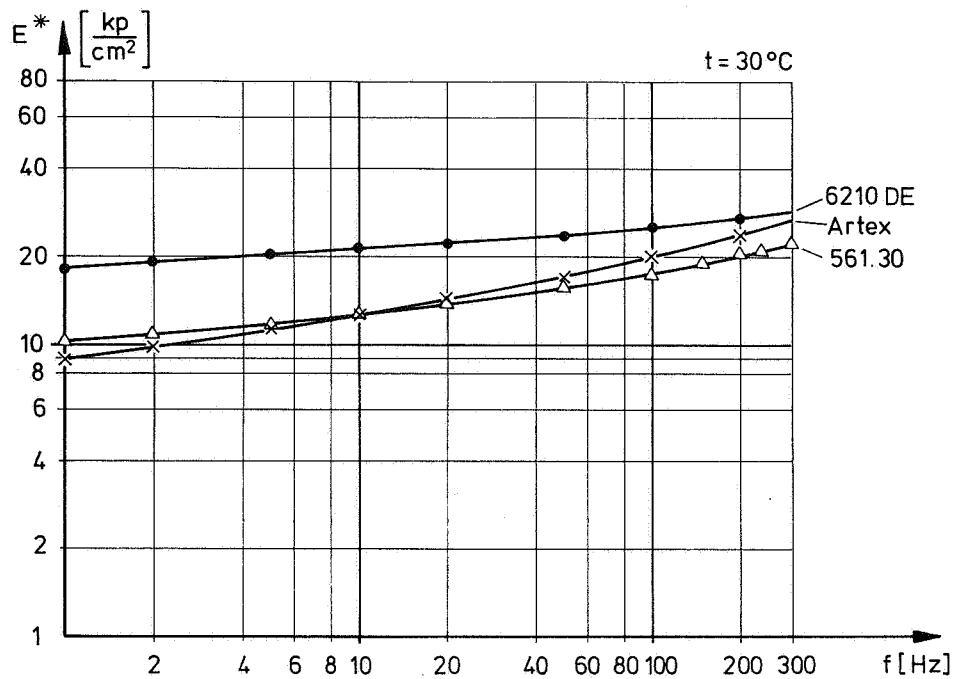


Abb. 16 Temperaturabhängigkeit des Verlustfaktors



- Abb. 17 E-Modul als Funktion der Verformungsfrequenz

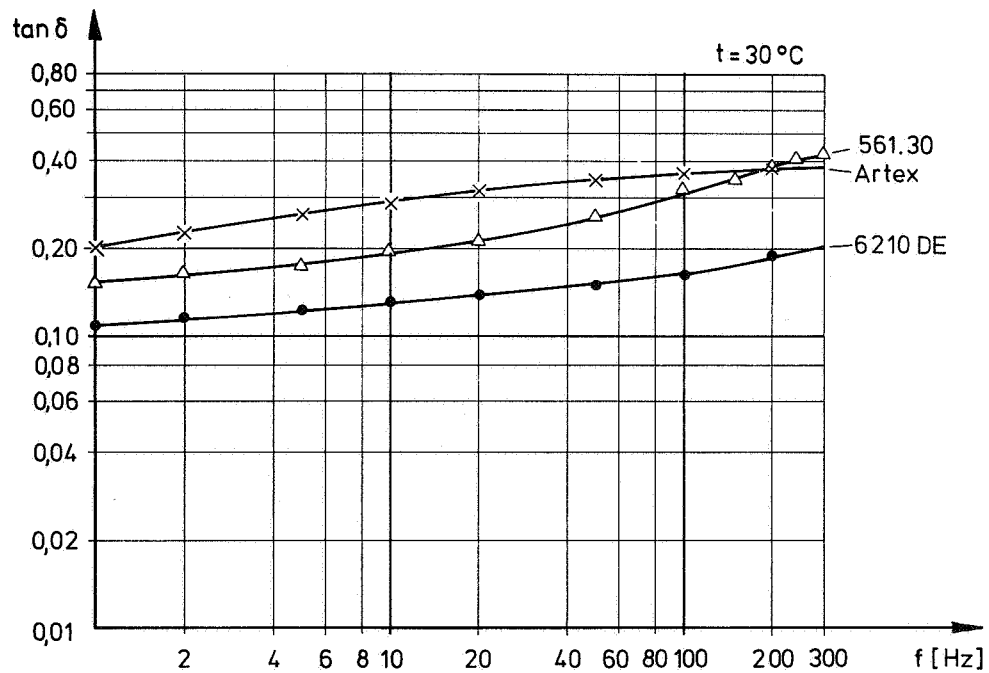


Abb. 18 Verlustfaktor als Funktion der Verformungsfrequenz

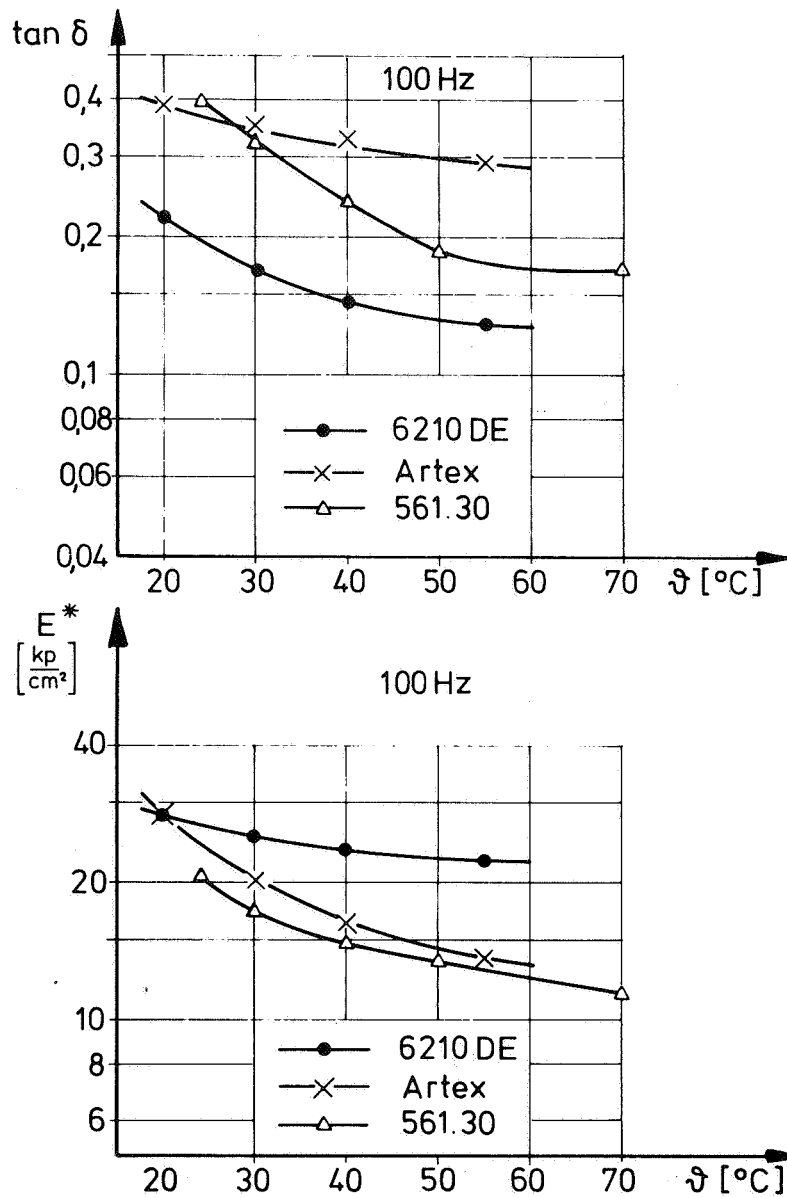


Abb. 19 Komplexer E-Modul und  $\text{tg} \delta$  in Abhängigkeit von der Temperatur

kennwerte ergeben als Funktion der Frequenz auf logarithmischem Papier aufgetragen abschnittsweise gute Geraden. Die Abhängigkeiten können demnach als Potenzfunktionen von der Form

$$E^* = E_1^* \left( \frac{f}{f_1} \right)^m \text{ bzw. } \text{tg} \delta = \text{tg} \delta_1 \left( \frac{f}{f_1} \right)^n$$

wiedergegeben werden. Da es sehr mühselig ist, aus logarithmischen Darstellungen Zahlenwerte abzulesen, werden die fol-

genden mit einem Rechner auszuwertenden Materialfunktionen angegeben. Sie geben in den zugeordneten Bereichen sehr gut die Meßwerte wieder. Benutzt man die Gleichungen bei geringen Überschreitungen des Meßbereichs, so erhält man immer noch genügend genaue Ergebnisse.

In Tabelle 3 sind alle Gleichungen zusammengestellt. Zusätzlich angegeben ist der Werkstoffparameter  $z$ , der sich nach Pfeiffer /139/ aus den Steigungen der Frequenzkurven (Gleichung 4.20 S. 58) errechnen läßt und die Relaxationszeit durch die viskoelastischen Kenngrößen ausdrückt.

Material	Frequenzbereich /Hz/	Gleichung für E-Modul	Gleichung für $\text{tg}\delta$	Werkstoffparameter $z$
6210 DE	10 - 100	$E^X = 18,15 \cdot (f)^{0,07}$	$\text{tg}\delta = 0,1024 \cdot (f)^{0,1}$	1,187
	100 - 300	$E^X = 14,115 \cdot (f)^{0,125}$	$\text{tg}\delta = 0,0647 \cdot (f)^{0,2}$	1,318
Artex	10 - 100	$E^X = 7,92 \cdot (f)^{0,2}$	$\text{tg}\delta = 0,1303 \cdot (f)^{0,1}$	1,40
	100 - 300	$E^X = 6,325 \cdot (f)^{0,25}$	$\text{tg}\delta = 0,2868 \cdot (f)^{0,05}$	1,225
561.30	80 - 300	$E^X = 6,252 \cdot (f)^{0,223}$	$\text{tg}\delta = 0,08334 \cdot (f)^{0,285}$	1,42 - 1,6

Tabelle 3

Bei der Benutzung dieser Materialkennwerte in einer Festigkeitsrechnung, z.B. beim zahlenmäßigen Errechnen einer Spannung nach den Regeln der Werkstoffkunde und der Elastizitätstheorie, ist jedoch Vorsicht angebracht.

Bereits in den Normen ist auf die Bedeutung der Probenform hingewiesen. Die Probenhöhe von 10 mm gewährleistet keinen einachsigen Spannungszustand, zudem Haften an den Stirnflächen der zylindrischen Probe auftritt, was zu einer Ausbauchung der zylindrischen Probe führt. Ebenso von Einfluß auf die Kennwerte ist die bei den Messungen gewählte Vorspannung und die Größe der Verformungsamplitude.

Bei der Festlegung der Probenform in DIN 53513 wird für jede Beanspruchungsart eine andere Probenform vorgeschlagen.

Das bedeutet aber nichts anderes, als daß man die Ermittlung der Materialkennwerte dem vorgegebenen Problem anpassen muß. Besonders bei mehrachsigen Spannungszuständen kann man nicht einfach auf die Kennwerte im einachsigen Spannungszustand zurückgreifen. Dies gilt in erster Linie für den E-Modul. Daraus folgt, daß der an der Normprobe gemessene E-Modul nicht ohne weiteres auf die Druckkraftmessungen an einer Gummiwalze zu übertragen ist. "Der Verlustfaktor ist von den Abmessungen der Proben meist unabhängig" (DIN 53513 Absatz 2.4).

### 3.4.3 Zeitliche Materialveränderungen

Gummi ist ein Material, das nicht nur bei kurzfristigen Beanspruchungen ein zeitabhängiges Verhalten zeigt. Auch über größere Zeiträume gesehen ändern sich die Materialeigenschaften merklich. Dieser Tatbestand ist wichtig zu erwähnen im Zusammenhang mit der Reproduzierbarkeit von Meßkurven.

Durch den Luftsauerstoff, dem die Walzen bei längerer Lagerung ausgesetzt sind, versprödet das Belagmaterial. Bei den Messungen mit Farbe dringen Farbe oder Farbbestandteile in den Gummi ein. Das Waschen der Walzen mit einem Walzenwaschmittel kann ebenfalls Materialveränderungen hervorrufen, die chemischen Ursprungs sind. Wird eine Walze bei vielen Messungen eingesetzt, also wie beim praktischen Einsatz ständig gewalkt, so kann eine Materialermüdung die Folge sein.

Alle hier angeführten Gründe sind Ursachen dafür, daß die gleiche Walze in zwei zeitlich auseinanderliegenden Meßserien unterschiedliche Meßresultate ergibt. Um die Größenordnung der Abweichungen festzuhalten, wurde das Diagramm in Abb. 20 gezeichnet. Hier ist jeweils der Mittelwert der Druckkraft für mehrere Messungen als Kurve ausgezogen. Die untere Kurve resultiert aus Meßreihen im Zeitraum Anfang 1973, die obere aus solchen im Zeitraum Ende 1973, Anfang



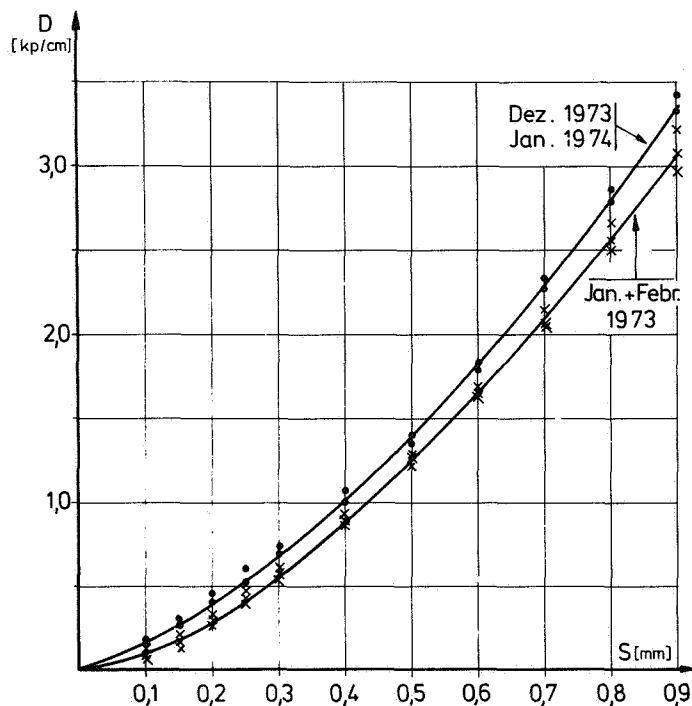


Abb. 20 Materialalterung am Beispiel der Druckkraft

1974. Das Belagmaterial ist um ca. 10-18% in einem Zeitraum von 10 Monaten härter geworden.

Da die Gesamtheit der Messungen sich über etwas mehr als zwei Jahre erstreckte, ist die Korrelation zwischen ersten und letzten Meßwerten problematisch. Besonders bei der Interpretation der Kurven für das Dreiwalzen-System mit Hilfe der Meßwerte aus dem Zweiwalzen-System ist dieser Tatbestand zu berücksichtigen.

In vielen Fällen wurde deshalb im Zweiwalzen-System nochmal gemessen. Diese Ergebnisse weichen jedoch quantitativ wegen der besagten Zeitabhängigkeit von den früheren Meßergebnissen ab, ohne daß dadurch jedoch Zweifel an der Gültigkeit der Überlegungen entstehen müßten.

Die aufgetragene Druckkraft ist immer auf die Einheitslänge 1 cm bezogen.

Das bedeutet aber nichts anderes, als daß man die Ermittlung der Materialkennwerte dem vorgegebenen Problem anpassen muß. Besonders bei mehrachsigen Spannungszuständen kann man nicht einfach auf die Kennwerte im einachsigen Spannungszustand zurückgreifen. Dies gilt in erster Linie für den E-Modul. Daraus folgt, daß der an der Normprobe gemessene E-Modul nicht ohne weiteres auf die Druckkraftmessungen an einer Gummiwalze zu übertragen ist. "Der Verlustfaktor ist von den Abmessungen der Proben meist unabhängig" (DIN 53513 Absatz 2.4).

### 3.4.3 Zeitliche Materialveränderungen

Gummi ist ein Material, das nicht nur bei kurzfristigen Beanspruchungen ein zeitabhängiges Verhalten zeigt. Auch über größere Zeiträume gesehen ändern sich die Materialeigenschaften merklich. Dieser Tatbestand ist wichtig zu erwähnen im Zusammenhang mit der Reproduzierbarkeit von Meßkurven.

Durch den Luftsauerstoff, dem die Walzen bei längerer Lagerung ausgesetzt sind, versprödet das Belagmaterial. Bei den Messungen mit Farbe dringen Farbe oder Farbbestandteile in den Gummi ein. Das Waschen der Walzen mit einem Walzenwaschmittel kann ebenfalls Materialveränderungen hervorrufen, die chemischen Ursprungs sind. Wird eine Walze bei vielen Messungen eingesetzt, also wie beim praktischen Einsatz ständig gewalzt, so kann eine Materialermüdung die Folge sein.

Alle hier angeführten Gründe sind Ursachen dafür, daß die gleiche Walze in zwei zeitlich auseinanderliegenden Meßserien unterschiedliche Meßresultate ergibt. Um die Größenordnung der Abweichungen festzuhalten, wurde das Diagramm in Abb. 20 gezeichnet. Hier ist jeweils der Mittelwert der Druckkraft für mehrere Messungen als Kurve ausgezogen. Die untere Kurve resultiert aus Meßreihen im Zeitraum Anfang 1973, die obere aus solchen im Zeitraum Ende 1973, Anfang

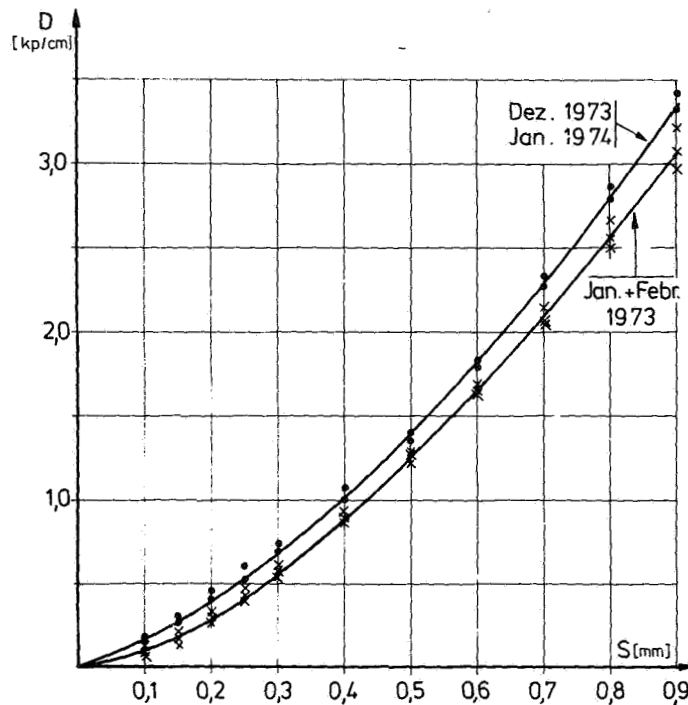


Abb. 20 Materialalterung am Beispiel der Druckkraft

1974. Das Belagmaterial ist um ca. 10-18% in einem Zeitraum von 10 Monaten härter geworden.

Da die Gesamtheit der Messungen sich über etwas mehr als zwei Jahre erstreckte, ist die Korrelation zwischen ersten und letzten Meßwerten problematisch. Besonders bei der Interpretation der Kurven für das Dreiwalzen-System mit Hilfe der Meßwerte aus dem Zweiwalzen-System ist dieser Tatbestand zu berücksichtigen.

In vielen Fällen wurde deshalb im Zweiwalzen-System nochmal gemessen. Diese Ergebnisse weichen jedoch quantitativ wegen der besagten Zeitabhängigkeit von den früheren Meßergebnissen ab, ohne daß dadurch jedoch Zweifel an der Gültigkeit der Überlegungen entstehen müßten.

Die aufgetragene Druckkraft ist immer auf die Einheitslänge 1 cm bezogen.

#### 4. DAS ROLLVERHALTEN DES ZWEI WALZEN - SYSTEMS

##### 4.1 Das einfache viskoelastische Modell

Wie Pfeiffer in /139/ gezeigt hat, kann man den Verlauf der Druckverteilung in der Berührzone zwischen einer Gummi- und einer Stahlwalze qualitativ gut mit Hilfe eines Drei-Parameter Festkörpermodells beschreiben. Vor allem gelingt es damit, den Einfluß der Viskoelastizität auch formelmäßig anschaulich zu machen. Da auf dieses Modell zurückgegriffen wird, sind einige Anmerkungen und Ergänzungen notwendig.

Dieses Modell steht stellvertretend für ein radiales Element im Belag mit - theoretisch - infinitesimaler Breite, das beim Einlauf in die Druckzone nur radial verformt wird. Der mehrachsige Spannungs- und Verformungszustand, wie er beim Berühren zweier Walzen entsteht, wird also ersatzweise mit einer eindimensionalen Rechnung erfaßt. Der Vorteil dabei ist, daß einfache, überschaubare und auch anwendbare Gleichungen entstehen.

Die Verformung in der Druckzone wurde mit einer Sinusfunktion vorgegeben. Die Berechtigung dieses Vorgehens sei hier zuerst untersucht. Die rein geometrische Verformung ergibt sich als Schnitt zweier Kreise mit den Koordinaten nach Abb. 21 zu:

$$u = \sqrt{r_1^2 - x^2} + \sqrt{r_v^2 - x^2} - y_0 \quad (8)$$

mit  $y_0 = r_1 + r_v - S$ .

Die Reihenentwicklung der Wurzeln und das Abbrechen der Reihen nach dem zweiten Glied ergibt:

$$u = S - \frac{1}{2} x^2 \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_v} \right) \quad (8a)$$

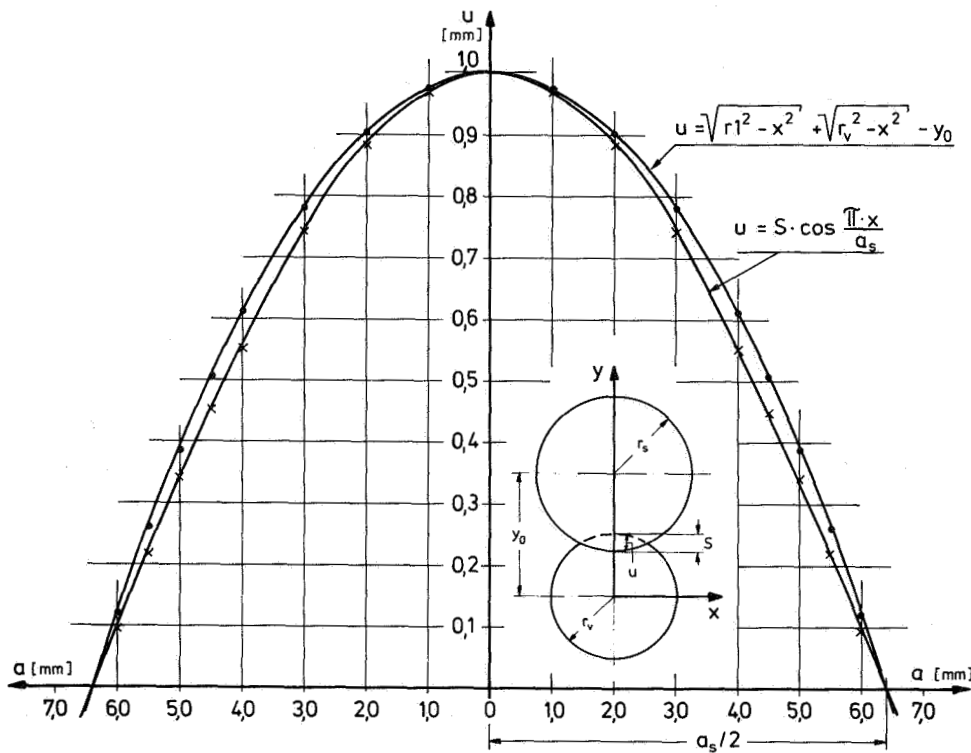


Abb. 21 Vergleich zwischen wirklicher und angenommener Verformung

Aus dieser Gleichung erhält man sofort die oft benutzte Gleichung für die halbe Berührzonenbreite, wenn man  $u=0$  setzt und nach  $x$  auflöst. Die gesamte, rein geometrisch errechnete Druckzonenbreite nach Gl.(2) S.45 ergibt sich dann aus  $a_s = 2 \cdot x(u=0)$ . Die exakte Funktion für die Verformung nach Gl. (8) ist für eine Walzenpaarung  $r_1=50$  mm,  $r_v=35$  mm und  $S=1$  mm in Abb. 21 aufgetragen. Zum Vergleich dazu ist die trigonometrische Funktion

$$u = S \cdot \cos \frac{\pi x}{a_s} \quad (9)$$

eingezeichnet.

Die Abweichungen der Kurven voneinander sind so gering, daß man mit der einfacher zu verarbeitenden trigonometrischen Funktion rechnen kann. Die Radialverformung  $\epsilon_r$  ist dann definiert zu:  $\epsilon_r = u/d$ , wobei  $d$  die Belagstärke darstellt.

Die Stoffgleichung für das Drei-Parameter-Modell lautet:

$$\dot{\sigma} + (E_2 + E_1)/\eta_2 \cdot \sigma = E_1 \cdot \dot{\epsilon} + E_1 \cdot E_2/\eta_2 \cdot \epsilon \quad (10)$$

oder in generalisierter Form

$$\sigma + p_1 \dot{\sigma} = q_0 \epsilon + q_1 \dot{\epsilon} \quad (10a)$$

Gibt man sich die Verformung  $\epsilon_r = \epsilon_0 \sin \omega t$  vor und löst die Differentialgleichung unter der Anfangsbedingung  $\sigma(t=0)=0$ , so erhält man den Spannungsverlauf (vgl. /139/) mit:

$$\sigma(\omega t) = \epsilon_0 \cdot E^* [\sin(\omega t + \delta) - \sin \delta e^{-\omega t \tau}] \quad (11)$$

Dabei wurden die Modellgrößen  $E_1$ ,  $E_2$ ,  $\eta_2$  nach Abb. 22 bereits ersetzt durch die meßtechnisch ermittelbaren viskoelastischen Kennwerte  $E^*$  und  $\tan \delta$ . Diese Gleichung zeigt erstens, daß die Druckzone im Auslauf als Folge des viskoelastischen Einflusses näherungsweise um den Winkel  $\delta$  verkürzt ist (Nullstelle von  $\sigma$ ).

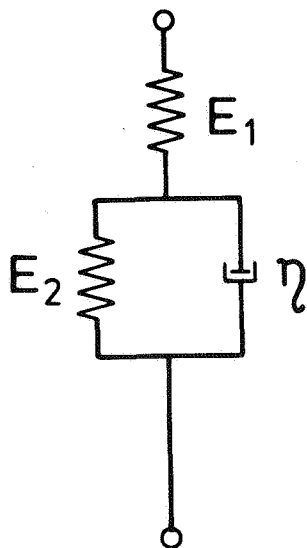


Abb. 22  
3-Parameter-Modell

Das an der Verbindungslinie der Walzenmittelpunkte um den Betrag  $\epsilon_0 = S/d$  maximal verformte Gummielement braucht für die Rückverformung länger, als für das Zurücklegen der halben Druckzonbreite Zeit zur Verfügung steht. Der Gummi liegt nicht mehr an der Stahlwalze an. Die Restverformung geht über die Druckzone hinaus.

Als zweites zeigt Gleichung (11), daß das Maximum von  $\sigma$  gegenüber der Verbindungslinie der Walzenmittelpunkte nach dem Einlauf hin verschoben ist. Der Betrag der Verschiebung ist i.all-

gem. etwa gleich dem Abstand an der Resultierenden von der Verbindungslinie der Walzenmittelpunkte. Nur im Falle einer symmetrischen Druckverteilung fallen Maximum und Resultierende örtlich genau aufeinander. Die e-Funktion und der  $\sin \delta$ , die für die Asymmetrie der Druckverteilung verantwortlich sind - siehe Gleichung (11) -, liefern nur einen geringen Beitrag, da der Verlustwinkel klein, der Exponent der e-Funktion aber groß ist. Lediglich für das Material Artex sind die Druckverteilungskurven merklich asymmetrisch.

Die Resultierende der Druckkraftverteilung bildet mit dem Hebelarm  $a_0$  ein Drehmoment in Bezug auf die Walzenmittelpunkte, das nur aufgrund dieser viskoelastischen Verschiebung existiert und daher als viskoelastisches (Verlust-) Moment bezeichnet wird ( $M_V = P \cdot a_0$ ).

Die Druckkraft errechnet sich nach Pfeiffer aus der Integration der Druckverteilung über die Druckzonenbreite zu:

$$P = \epsilon_0 \cdot E^* \cdot L \cdot \frac{a_s}{\pi} \cdot \left[ 1 + \cos \delta - \frac{1}{z} \sin \delta (1 - e^{-(\pi - \delta)z}) \right] \quad (12)$$

Der Klammerausdruck sei für  $f_p$  abgekürzt. Das viskoelastische Moment errechnet sich aus der Momentenbildung um den Anfangspunkt der Druckzone zu:

$$M_V = \epsilon_0 \cdot E^* \cdot L \cdot \frac{a_s}{\pi} \cdot \left[ \frac{1}{2} f_p - f_M \right] \quad (13)$$

wobei mit

$$f_M = \pi - \delta - \sin \delta - \frac{1}{z} \cdot \sin \delta \left[ \frac{1}{z} - \left( \frac{1}{z} + \pi - \delta \right) e^{-(\pi - \delta)z} \right]$$

abgekürzt ist. Damit existieren für Druckverteilung, Druckkraft und viskoelastisches Moment formelmäßige Ausdrücke. Pfeiffer /139/ hat in seinen Messungen gezeigt, daß sowohl die Verkürzung im Auslauf der Druckzone, wie auch die Verschiebung der Druckverteilungsergebnissen tatsächlich

auftreten, die Modellbetrachtung also qualitativ zu richtigen Ergebnissen führt. Bereits Morland /82/ hatte in einer rein theoretischen Betrachtung eine asymmetrische Normaldruckverteilung und somit ein viskoelastisches Moment am Beispiel eines Standardfestkörpers mit einer Retardationszeit errechnet. Nach Gleichung (12) sind Druckkraft und komplexer E-Modul miteinander verknüpft. Pfeiffer zeigte, daß der Verlauf der Druckkraft über der Drehzahl auch dem Verlauf des E-Moduls über der Verformungsfrequenz gemäß den Messungen nach DIN 53513 entspricht.

Die Überprüfung des Modells in Bezug auf seine quantitative Richtigkeit fehlt jedoch in /139/. Eine solche Nachprüfung kann erst nach Messung der Kräfte und Momente durchgeführt werden und gibt dann einen Hinweis auf die weitere Verwendbarkeit des Modells.

#### 4.2 Die Gleichgewichtsbedingungen am Zweiwalzen-System

Über die Gleichungen des Kräftegleichgewichts wird die Beziehung zwischen Meß- und Rechengröße hergestellt. Bild 16 zeigt die Schnittgrößen im Zweiwalzen-System. Die Lagerreaktionen sind weggelassen. Die Normaldruckverteilung steht senkrecht auf der Oberfläche der Stahlwalze. Alle örtlichen Druckkraftanteile sind demnach radial zum Mittelpunkt gerichtet. Die Resultierende der Druckverteilung  $P$  geht infolgedessen durch den Mittelpunkt der Stahlwalze und übt hier kein Drehmoment aus. Als Reaktionskraft auf die Gummiwalze hat  $P$  jedoch den Hebelarm  $b_0$  in Bezug auf deren Mittelpunkt. Aus dem Strahlensatz ergibt sich:  $b_0 = a_0(1 + r_v/r_1)$ .

Die Gleichgewichtsbedingungen für beide Walzen lauten:

$$\text{Stahlwalze: } M = M_{Lst} + T \cdot r_1 \quad (14)$$

$$\text{Gummiwalze: } M_{Lv} + P \cdot b_0 - T \cdot r_v = 0 \quad (14a)$$



genau genommen gilt Gleichung (14a) nur für  $S \rightarrow 0$  oder  $S \ll r_v$ . Daraus ergibt sich durch Einsetzen von  $b_0$  und  $T$  für das an der Welle der Stahlwalze gemessene Antriebsmoment

$$M = M_v \left( 1 + \frac{r_1}{r_v} \right) + M_{Lst} + M_{Lv} \frac{r_1}{r_v} \quad (15)$$

Die Gleichung läßt erkennen, daß aus dem gemessenen Moment  $M$  das viskoelastische Moment  $M_v$  erst nach Kenntnis der Lagerreibung und der Radienverhältnisse explizit ermittelt werden kann.

Die gemessenen Lagerreaktionskräfte  $D$  entsprechen hingegen direkt der Resultierenden der Druckverteilung  $P$  wie aus der Summe der Vertikalkräfte hervorgeht.

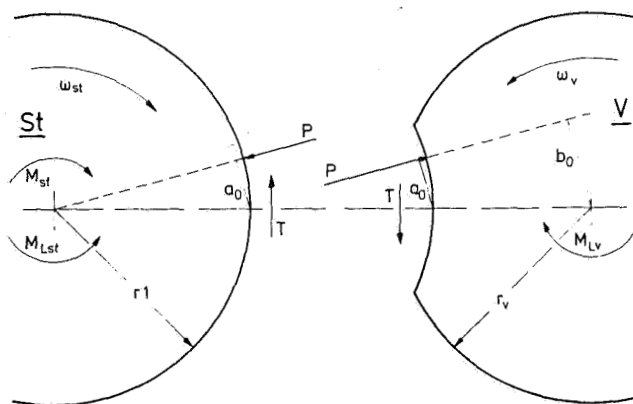


Abb. 23 Skizze zum Kräftegleichgewicht

#### 4.3 Die Bestimmung der Lagermomente

Das Reibmoment eines Wälzlagers läßt sich bei vorgegebenem Reibwert  $\mu$  aus der Gleichung

$$M_L = \mu_L \cdot F_L \cdot r_L \quad (16)$$

bestimmen. Es ist also direkt von der Lagerbelastung  $F_L$  und nur indirekt über den Reibwert auch von der Drehzahl abhängig. Da die Momente im wesentlichen als Funktion der Anstellung bei konstanter Drehzahl gemessen wurden, interessiert nur die Abhängigkeit von der Lagerbelastung.

Die Stahlwalze ist aus Platzgründen in Nadellagern, die Gummiwalze in Rillenkugellagern gelagert. Der mittlere Reibwert für Nadellager wird in Hersteller-Katalogen und Büchern mit 0,0025, derjenige für Rillenkugellager mit 0,0015 angegeben. Solche Werte wurden sicher unter optimalen Bedingungen im Labor, nicht aber im Betrieb ermittelt.

Da das viskoelastische Moment ebenfalls als sehr klein anzunehmen war, wurde beschlossen, die Lagerreibung für die Versuchsanordnung bei gereinigten und frisch geölten Lagern selbst zu untersuchen.

Legt man in den mittleren Lagerbock anstelle einer Gummi- eine Stahlwalze ein, so entfällt beim Rollversuch das viskoelastische Moment in Gleichung (15). Der Momentengeber mißt nur den Anteil an Lagerreibung.

$$M_L = M_{Lst} + M_{Lv} \cdot \frac{r_1}{r_v} \quad (16a)$$

oder mit Gleichung (16)

$$M_L = \mu_{Lst} \cdot F_{Lst} \cdot r_{Lst} + \mu_{Lv} \cdot F_{Lv} \cdot r_{Lv} \cdot \frac{r_1}{r_v} \quad (16b)$$

Die Lagerbelastungen lassen sich aus der gemessenen Druckkraft und dem Eigengewicht der Walzen ( $F_{est}$  und  $F_{ev}$ ) bestimmen, die beide senkrecht zueinander wirken.

$$F_{Lst} = \sqrt{F_{est}^2 + D^2} ; F_{Lv} = \sqrt{F_{ev}^2 + D^2} \quad (17)$$

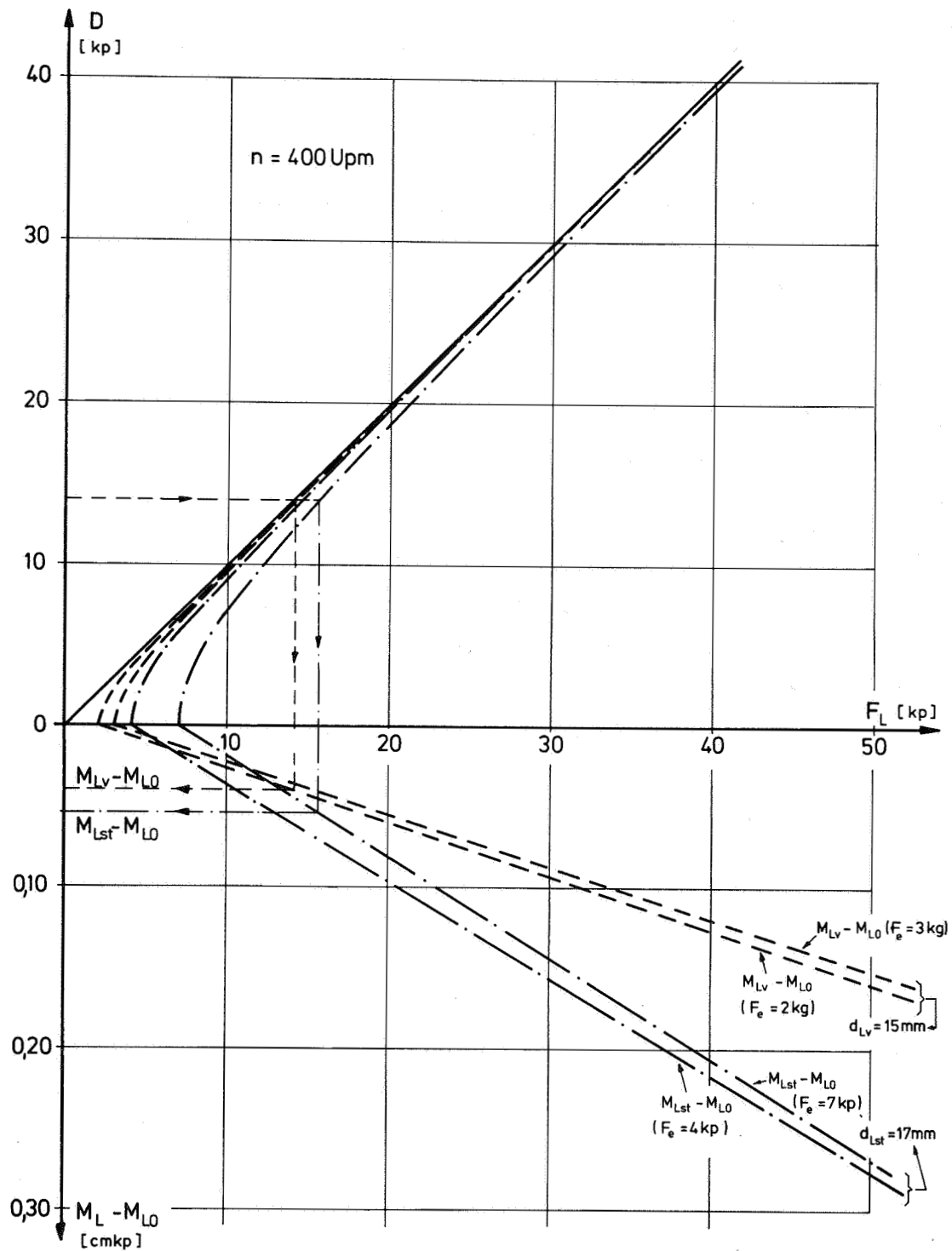


Abb. 24 Ermittlung der Lagermomente

In Gleichung (16b) sind nur noch die Reibwerte unbekannt. Unter der Annahme, daß das Verhältnis der Reibwerte von Nadel- und Rillenkugellager erhalten bleibt, wurde  $\mu_{Lv} = 0,6 \cdot \mu_{Lst}$  gesetzt. Damit lassen sich aus den gemessenen Momenten auch die Reibwerte ermitteln.

Im Diagramm der Abb. 24 sind die Lagermomente als Funktionen der Belastung und die Beziehung zwischen Lagerlast und gemessener Druckkraft nach Gleichung (17) graphisch dargestellt. Dieses Diagramm ermöglicht auf einfachste Weise für alle verwendeten Walzen die Ermittlung des Lagermomentes für die Messungen mit den Gummiwalzen. Die verschiedenen Kurven sind wegen der unterschiedlichen Walzengewichte notwendig (Gewicht der vollen Stahlwalze: 7 kg, Gewicht der Rilsanwalze (hohl): 4 kg, Gewicht der Gummiwalze: 2 kg).

Auf der Ordinate ist das Nullmoment der Lager bereits subtrahiert, da es vor den Messungen bei Versuchsdrehzahl elektrisch abgeglichen wurde. Das Nullmoment entsteht bei einer Lagerbelastung nur infolge des Eigengewichts ( $F_L = F_e$ ).

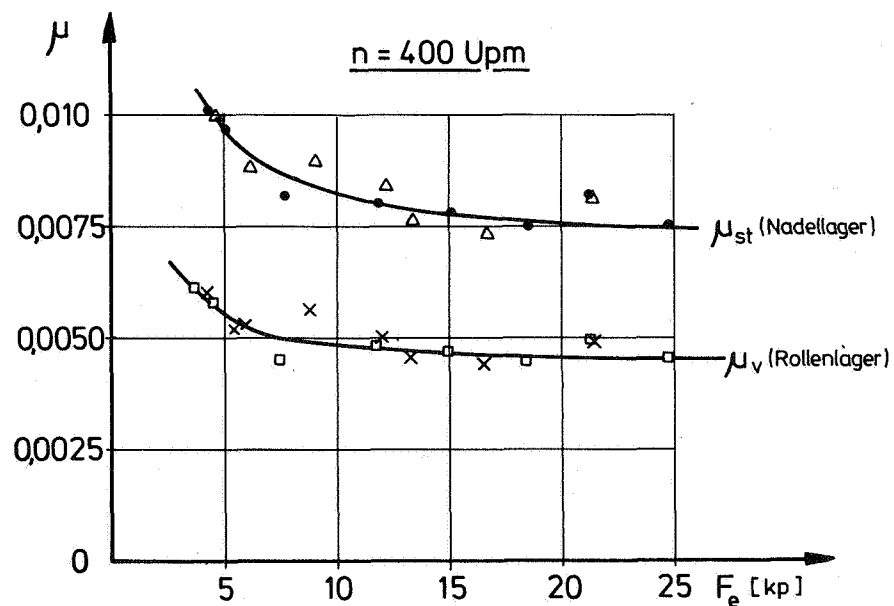


Abb. 25 Reibwerte der Lager

Ausgehend von einer gemessenen Druckkraft von 14 Kp ist ein Beispiel für die Ermittlung der Lagermomente eingetragen.

In Abb. 25 sind die Reibwerte, wie sie als Funktion der Lagerbelastung gemessen wurden, aufgetragen. Obwohl die Lager im Verlauf der Messungen immer wieder gereinigt wurden, ist anzunehmen, daß das wirkliche Lagermoment bei den Messungen mit der Zeit als Folge von Verunreinigungen und unterschiedlichen Schmierzuständen bis zu 10% höher lag als es aus den Kurven in dem Diagramm der Abb. 24 hervorgeht.

#### 4.4 Betrachtungen über die Druckzonenbreite

Zur Berechnung der Druckzonenbreite für den statischen und für den dynamischen Zustand existiert bis heute keine Gleichung, die genaue, mit Meßwerten übereinstimmende Zahlenwerte ergibt. Die Druckzonenbreite wird jedoch bei der theoretischen Behandlung des Rollverhaltens gebraucht, so daß man sich für eine der vorhandenen Formeln entscheiden muß, obwohl ihre Anwendung fehlerbehaftet ist. Meistens wird dieses Problem umgangen, indem man mit dimensionslosen Verhältniszahlen (z.B.  $a/d$  oder  $a/S$ ) arbeitet. Dies ist nur möglich, solange keine absoluten Zahlenwerte errechnet werden müssen. In Gleichungen jedoch, die dem Konstrukteur bei der Bemessung helfen sollen, muß jede Formelgröße rechenbar sein.

Die Berechnung der Druckzonenbreite aus Gl.(2) auf S.45 setzt voraus, daß die starre Stahlwalze die Peripherie der Gummwalze so schneidet, wie zwei Kreise sich schneiden. Logischerweise enthält diese Gleichung nur die geometrischen Größen Radius und Anstellung, nicht aber die Belagstärke und ebensowenig die Materialeigenschaften. Das bedeutet, daß alle Walzenpaarungen gleichen Durchmessers und gleicher

Anstellung auch eine gleiche Druckzone ergeben, was in Wirklichkeit nicht zutrifft, wie Abbildung 26 zeigt.

Üblicherweise kann man auch Verformungen von Materialien, und aus einer solchen ergibt sich die Druckzonenbreite, nicht aus der Geometrie ermitteln, sondern man muß auf die Gleichungen der Mechanik zurückgreifen.

Für die Berührung zweier elastischer Zylinder hat Hertz für eine parabelförmige, symmetrische Druckverteilung die Breite der Druckzone berechnet:

$$2 \cdot a_H = 2 \sqrt{\frac{4P \cdot R^*}{L \cdot \pi} \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)} \quad (18)$$

Diese Gleichung gilt allgemein für zwei Zylinder aus verschiedenen Werkstoffen. Für die Kombination Gummi/Stahl ist der E-Modul des Stahls sehr viel größer als derjenige von Gummi, wodurch ein Glied in der Klammer von Gleichung (18) gegenüber dem anderen vernachlässigt werden kann. P ist die Normalkraft. Mit  $\nu=0,5$  ergibt sich:

$$2 \cdot a_H = 2 \sqrt{\frac{3 \cdot P \cdot R^*}{L \cdot \pi \cdot E_G}} \quad (18a)$$

Die Druckzonenbreite ist hier proportional  $P^{1/2}$ . Die Materialeigenschaften sind mit der Poisson-Zahl und dem E-Modul enthalten.

Da jedoch die Gleichungen von Hertz entsprechend den Voraussetzungen, die bei der Herleitung gemacht wurden, nicht auf die Berührung zwischen einer Gummi- und einer Stahlwalze anwendbar sind, könnte Gleichung (18a) bestenfalls als Näherungsgleichung benutzt werden. Notwendig jedoch ist die Kenntnis der zu einer bestimmten Anstellung gehörigen Druckkraft und des jeweiligen E-Moduls. Daß Gleichung (2) und (18) nicht zu gleichen Ergebnissen führen können, erscheint klar. Dennoch werden beide Gleichungen

in der Literatur zur Berechnung der Druckzonenbreite herangezogen.

Die analoge Vorgehensweise zu der von Hertz wäre - auf den vorliegenden Fall übertragen - die Auflösung der Gl. (12) auf S. 67 nach der Druckzonenbreite  $a_s$ , sofern sich diese als richtig erweist. Man erhält damit:

$$a_s = \frac{P}{L} \cdot \frac{\pi}{E^* \cdot \varepsilon_0} \cdot \frac{1}{f_p} \quad (19)$$

Auch hier ist die Kenntnis von Druckkraft, E-Modul und  $\text{tg} \delta$  Voraussetzung.

Um Klarheit zu schaffen, welche Gleichung die wahre Druckzonenbreite besser repräsentiert, und vor allem welche problemloser anwendbar ist, wurden einige Untersuchungen angestellt.

Die statische Druckzonenbreite kann man mit genügender Genauigkeit mit einem einfachen Experiment ermitteln. Man färbt beide Walzen gleichmäßig ein und legt zwischen beide einen Papierstreifen, dessen Dicke vernachlässigbar gegenüber der Anstellung ist. Dann stellt man die Walzen gegeneinander an und erzeugt auf dem Papier einen Abdruck mit der Breite der Druckzone. Auf diese Weise wurden für einige ausgewählte Walzen die Druckzonenbreiten bei jeweils 10 Anstellungen zwischen 0 und 1 mm bestimmt.

Die meßtechnische Erfassung der dynamischen Druckzonenbreite, die gegenüber der statischen verkürzt ist, gelingt mit Hilfe von in die Walze eingebauten Druckkraftaufnehmern und Wegimpulsen von einem Drehwinkelgeber. In /139/ wurden solche Messungen durchgeführt.

In den Diagrammen der Abbildungen 26 bis 29 sind Messung und Rechnung von Druckzonenbreiten nach unterschiedlichen Gesichtspunkten einander gegenübergestellt. Für die Rech-

nungen nach Gleichung (2) - auf den Diagrammen mit "geom." bezeichnet - existieren Programme, aus denen für alle üblichen Walzenpaarungen und Anstellungen die Druckzonenbreiten abgelesen werden können. In Abb. 26 sind für fünf Gummiwalzen mit Durchmessern von 70 mm die statischen Druckzonenbreiten bei Berührung mit einem Stahlzylinder von 100 mm Durchmesser als Funktion der Anstellung aufgetragen. Die einen Walzen weisen unterschiedliche Belagstärken bei gleichem Material auf, die anderen haben die gleiche Belagstärke, bestehen aber aus drei verschiedenen Materialien, die sich jedoch - wie aus den Materialmessungen zu ersehen ist - nicht sehr stark im E-Modul unterscheiden. Die für diese Walzen gemessenen Druckzonenbreiten sind praktisch gleich, liegen aber alle unter den geometrischen.

Die Walze mit dem dicksten Belag hat die kleinsten Druckzonen. Je dünner der Belag desto näher kommen die gemessenen Druckzonenbreiten an die geometrisch gerechneten heran. Dies wird auch in Abb. 27 an der Walze 60/5 bestätigt und steht den ersten Vermutungen entgegen, nach denen man annehmen konnte, daß die Stahloberfläche in den dickeren Belag "geometrischer" eindringt. Die Vorstellungen von den Verformungen der Gummiwalzen müssen demnach korrigiert werden. Die Stahlwalze drückt eher das Belagmaterial zur Seite, als daß sie in dieses eindringt. Der Wulst vergrößert die Berührzone nicht (Abb. 30).

Je weicher das Material wirkt, desto weiter entfernt von der Druckzone weicht der Belag über die Kreisperipherie aus. Abb. 27 bestätigt diesen Sachverhalt. Geometrisch hat die größte Gummiwalze auch die größte Druckzone. Gemessen aber wird an der kleinsten Walze die breiteste Druckzone, die in diesem Fall sogar knapp über der gerechneten liegt. Die Wirkung der Belagstärke, die maßgebend für die Druckkraft ist, überkompensiert den Einfluß des Durchmessers.



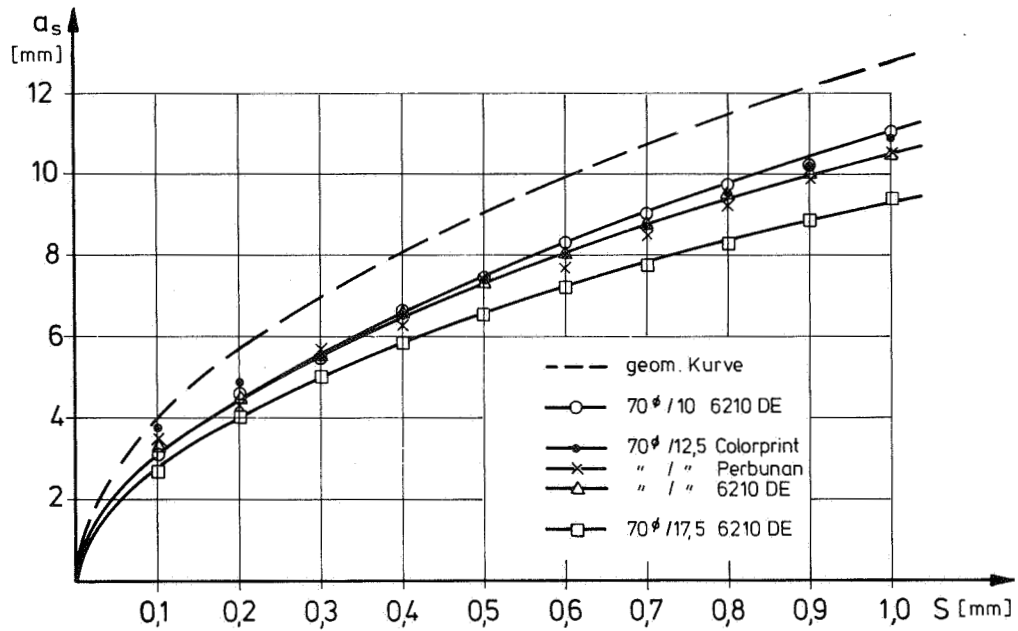


Abb. 26 Vergleich von statischen Druckzonenbreiten in Bezug auf die Belagstärke

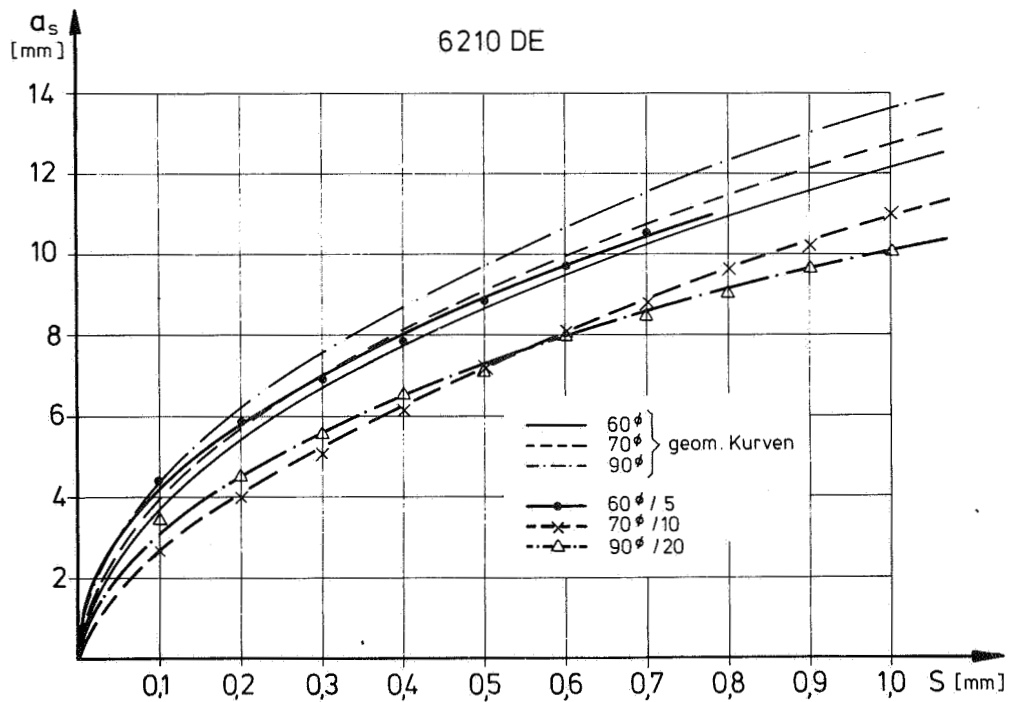


Abb. 27 Vergleich von Druckzonenbreiten in Bezug auf den Walzendurchmesser

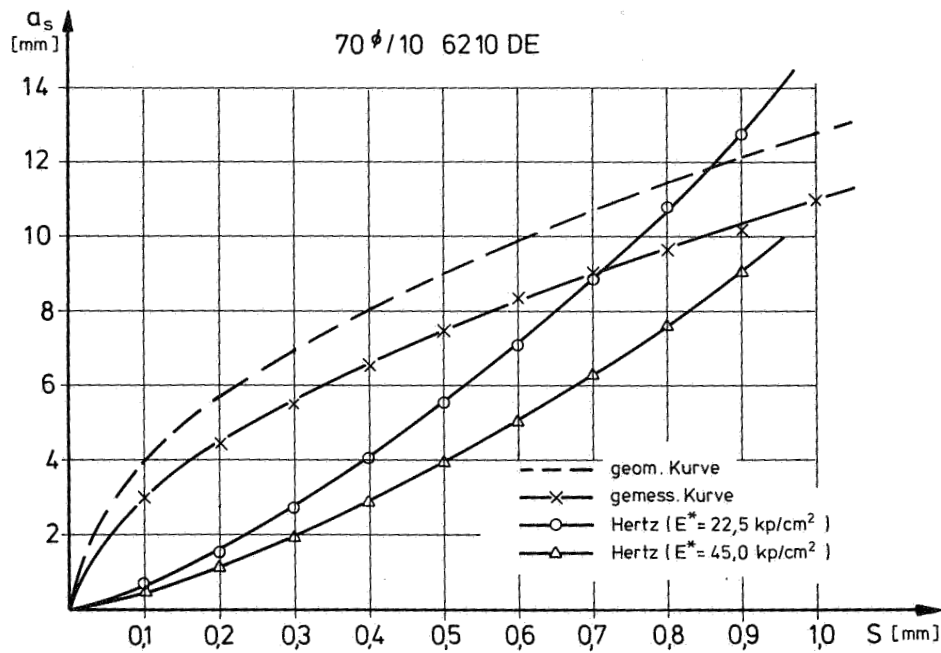


Abb. 28 Statische Druckzonenbreiten; verschiedene Ermittlungsmethoden

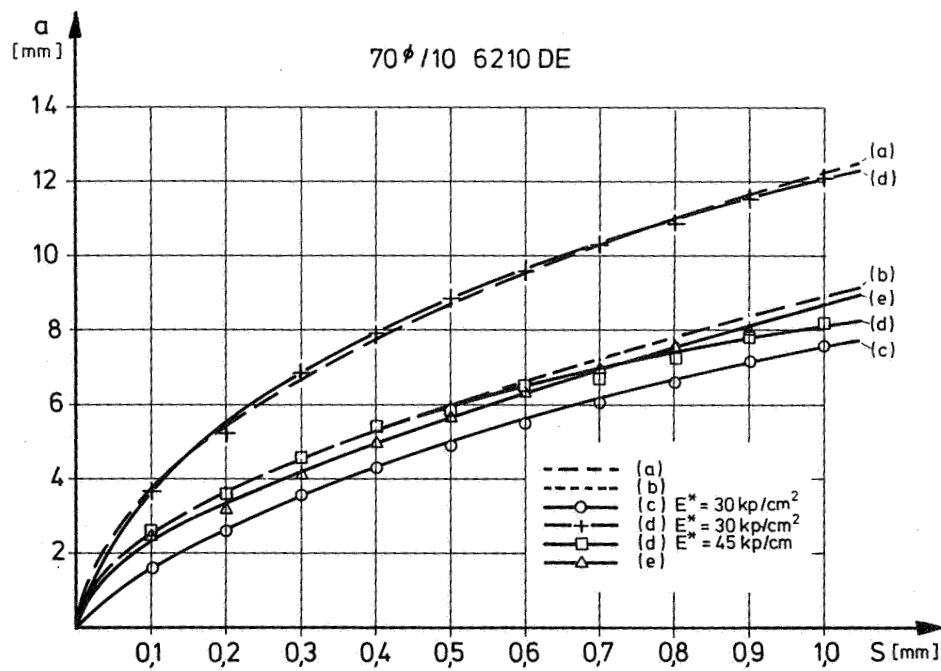


Abb. 29 Dynamische Druckzonenbreiten; verschiedene Ermittlungsmethoden

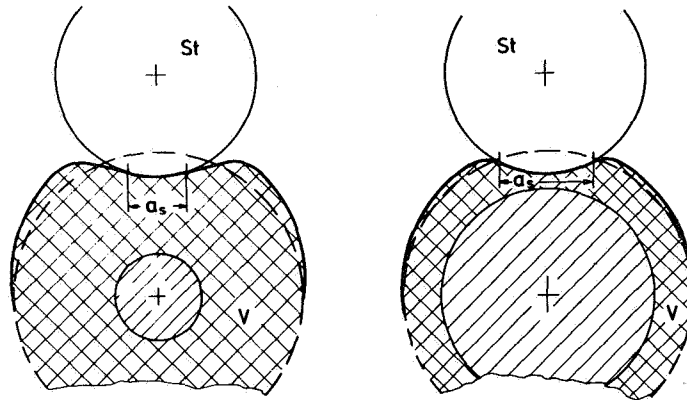


Abb. 30 Druckzonenausbildung bei unterschiedlicher Belagstärke

Die Bestimmung der richtigen Druckzonenbreite kann also nur über die Berechnung des mehrdimensionalen Verformungs- und Spannungszustandes erfolgen. In Abb. 28 wird überprüft, zu welchen Ergebnissen Gleichung 18 nach Hertz, die zwar nicht für den viskoelastischen Werkstoff gilt, aber nach den Gesetzen der Mechanik erarbeitet wurde, in Bezug auf die Druckzonenbreite führt. Das wesentliche Problem ist dabei darin zu sehen, wo man die Normalkraft und vor allem den E-Modul hernimmt, die in die Gleichung einzusetzen sind. Wichtig ist, daß beide Größen aus voneinander unabhängigen Verfahren stammen, also z.B. aus zwei voneinander unabhängigen Messungen.

Es liegt daher nahe, die Normalkraft aus statischen Anpreßdruckmessungen am Zweiwalzen-System und den E-Modul aus den Materialmessungen zu nehmen. Ersatzweise für einen statischen E-Modul wurde der zahlenmäßig größere komplexe E-Modul bei der Auswertung von Gleichung (18) eingesetzt. Der daraus errechnete Verlauf der Druckzonenbreite gibt eine ganz andere Funktion wieder (Abb. 28) als die gemessenen Kurven. Die geometrisch errechneten Werte liegen zwar höher als die gemessenen, stimmen jedoch im Verlauf gut mit jenen überein. In Gl. (2) auf S. 45 geht die Anstellung mit dem gleichen Exponenten  $\frac{1}{2}$  ein, wie in der Hertz-Gleichung die

- c) Die Druckzonenbreite wurde aus der Gleichung (18) nach Hertz unter Einsetzen der dynamischen Druckkraft und des E-Moduls aus den Materialmessungen ausgerechnet.
- d) Die Druckzonenbreite wurde aus Gleichung (19) unter Einsetzen der dynamischen Druckkraft und des E-Moduls aus den Materialmessungen ausgerechnet.
- e) Die dynamische Druckzonenbreite wurde aus den Druckverteilungen in /139/ ausgemessen.

Das Verfahren der direkten Messung der Druckzonenbreite nach e) gibt - im Rahmen der Meß- und Auswertegenauigkeit - wohl die Werte an, die der Wirklichkeit am nächsten kommen.

Die Verfahren wurden für die Walze 70/17,5 6210 DE durchgeführt. Sie wurden auch an einer Artexwalze überprüft. Es ergeben sich aber keine Unterschiede in den Bewertungen.

Die Druckzonenbreiten nach den Messungen (Verfahren e und b) stimmen recht gut überein. Das bedeutet, die einfacher durchzuführende statische Ermittlung der Druckzonenbreite führt bei bekanntem Verlustwinkel  $\delta$  zu brauchbaren Ergebnissen und kann die dynamische Messung ersetzen.

Schwieriger ist es mit den Berechnungen der dynamischen Druckzonenbreite a. Die Auswertung der Hertz'schen Gleichung führt in diesem Fall zwar zu guten Ergebnissen, wenn man einen E-Modul von  $30 \text{ kp/cm}^2$  zugrunde legt, wohingegen Gleichung (19) bei gleichem E-Modul zu große Werte ergibt.

Setzt man hingegen einen E-Modul von  $45 \text{ kp/cm}^2$  in Gleichung (19) ein, so erhält man nahezu die gemessenen Druckzonenbreiten. So gesehen läuft die ganze Betrachtung über die Druckzonenbreite darauf hinaus, daß entweder noch keine genaue Gleichung zur Bestimmung der Druckzonenbreite oder kein Verfahren zur Bestimmung eines tatsächlichen E-Moduls bekannt ist.

Für die rechnerische Auswertung der Druckkraft- und Momentengleichungen (12) und (13) ist die Kenntnis der statischen Druckzonenbreite und des E-Moduls notwendig. Die Hertz'sche Gleichung scheidet wegen zu großer Ungenauigkeit (vgl. Abb. 28) aus und vor allem auch wegen Inkompatibilität mit den Voraussetzungen, die in Momentengleichungen (12) und (13) auf S. 67 enthalten sind.\*

Man kann nicht das eine Mal die Normalkraft zwischen zwei Walzen aus der Elastizitätstheorie für den allgemeinen achsensymmetrischen Spannungszustand errechnen (Hertz), ein anderes Mal aus einem viskoelastischen Modell (Pfeiffer) und die Größen aus beiden Gleichungen ineinander einsetzen.

Infolgedessen blieb keine andere Wahl als die quantitativ zwar ungenauen und nicht differenzierenden im Verlauf aber richtigen Druckzonenbreiten aus der geometrischen Gleichung zu verwenden. Dies geschieht im Bewußtsein, daß bei der Rechnung eingesetzte Werte i.allg. zu groß sind.

Will man die absolute Größe der Druckzone wissen, so kann man natürlich - bei Inkaufnahme eines entsprechenden Fehlers - auch die Gleichung (18) nach Hertz benutzen, sofern man eine gemessene Druckkraft und einen passenden E-Modul verwendet.

#### 4.5 Die Druckkraft am Zweiwalzen-System

##### 4.5.1 Meßergebnisse und bisherige Rechnung

Druckkraftmessungen an Zweiwalzen-Systemen wurden bereits von Pfeiffer /139/ durchgeführt, wobei er im wesentlichen die Drehzahlabhängigkeit im Auge hatte. Für die in der vorliegenden Arbeit untersuchten Farbwerkswalzen mußten aus den bereits erwähnten Gründen alle maßgebenden Größen selbst gemessen werden. Die Ergebnisse für die Druckkraftmessung sind in den Diagrammen der Abbildungen 31 - 33 als Funktion

der Anstellung graphisch dargestellt (Die Druckkraft ist dabei auf die Einheitslänge bezogen!).

In Abbildung 31 ist der Druckkraftverlauf für die Walzen mit dem Belagmaterial 6210 DE aus der ersten Bestellung und für die Colorprintwalze eingetragen. Die beiden 6210 DE-Walzen aus der zweiten, eineinhalb Jahre später erfolgten Bestellung unterscheiden sich in der Steigung ihres Druckkraftverlaufs von dem der ersten Lieferung (Abbildung 32). In Abb. 33 sind die gemessenen Druckkräfte für das Belagmaterial 561.30 gezeigt. In doppellogarithmischer Darstellung (Abb. 31b und 33b) ergeben sich mit großer Genauigkeit Geraden. Die Steigungen der Potenzfunktionen sind direkt zu erkennen.

Druckkraftverläufe als Funktion der Anstellung wurden auch für die Kombination Gummi- und Stahlwalze verschiedentlich in der Literatur vorgestellt. Alle gezeigten Verläufe entsprechen denen, die in den Abb. 31 - 33 aus den eigenen Messungen hervorgingen. Dabei wurden zum Teil ganz unterschiedliche Beläge untersucht. Graf /129/ führte seine Versuche an Tiefdruckpresseuren mit Hartgummibelägen durch, Holzweißig /130/ erstellte seine Kurven an mit Gummitüchern bespannten Zylindern. Auch hier ergibt sich qualitativ der gleiche Verlauf.

Wirz /144/ und Miller /33/ haben ebenfalls Farbwerkswalzen untersucht. Gerade die Arbeit von Miller ist von Interesse, da er die Druckkraft mit Hilfe der Elastizitätstheorie errechnete und Vergleiche zwischen Rechenwerten und Meßergebnissen anstellte. Seine Gleichungen beruhen auf der Annahme des ebenen Verformungszustandes (lange Walzen) und sind für  $\nu=0,5$  ausgewertet. Setzt man die Meßwerte zu 100% an, so liegen die gerechneten Werte bei 75 bis 60% der Meßkurven. Je höher die Drehzahl desto höher werden die Meßwerte. Miller führt dies auf dynamische Effekte - wie Massenkräfte - und weniger auf die viskoelastischen Eigenschaften des Gummis zurück.

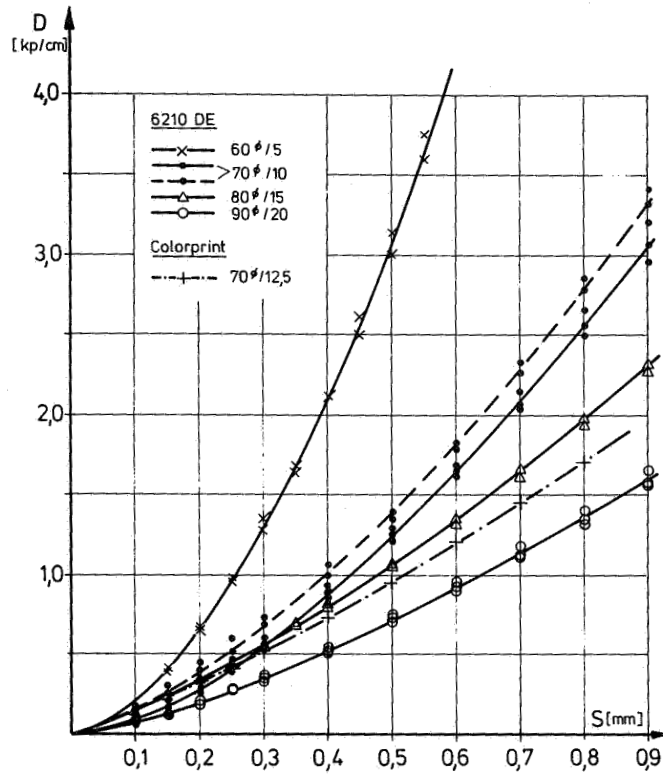


Abb. 31a Gemessene Abhängigkeiten der Druckkraft von der Anstellung bei verschiedenen Walzen

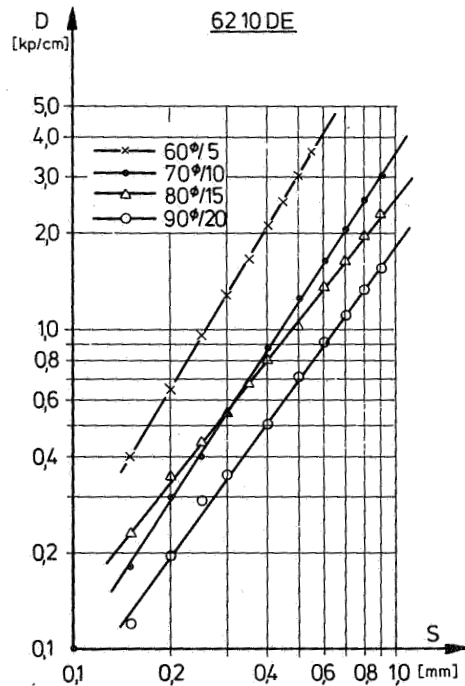


Abb. 31b Druckkraft und Anstellung in doppellogarithmischer Darstellung

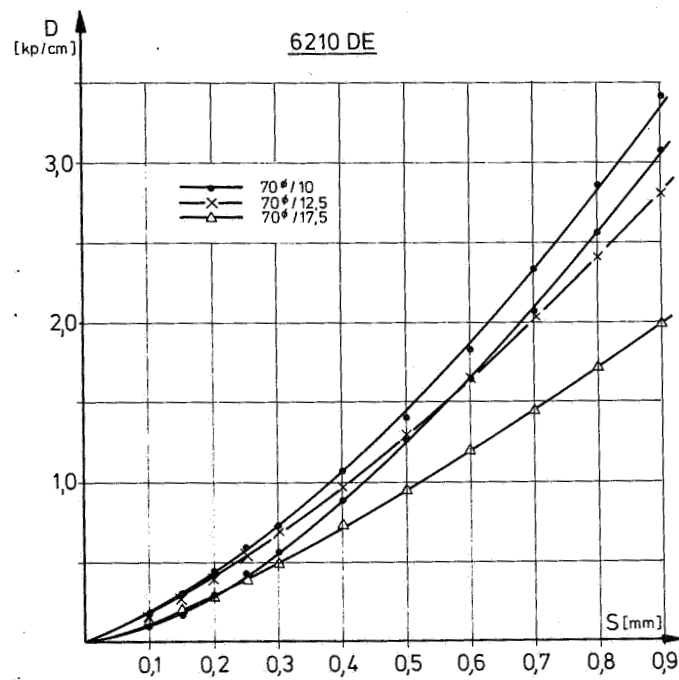


Abb. 32 Abhängigkeit der Druckkraft von der Anstellung bei Walzen mit verschiedener Belagstärke

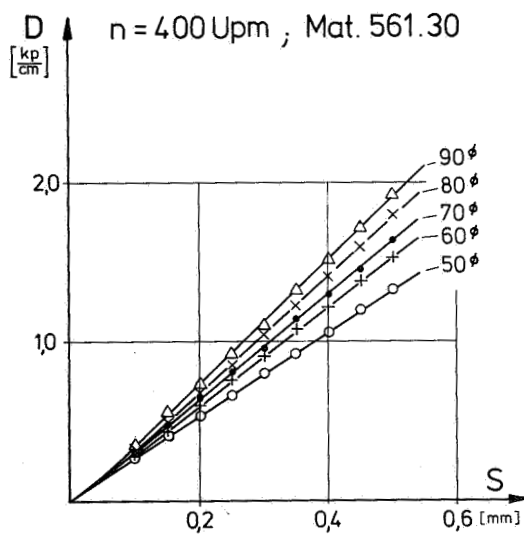


Abb. 33a Druckkraft in Abhängigkeit von der Anstellung für die Walzen mit dem Belag 561.30

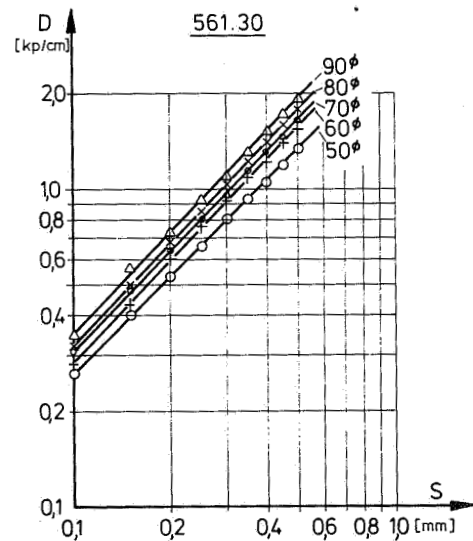


Abb. 33b Druckkraft als Funktion der Anstellung bei doppellogarithmischer Auftragung



Die Abweichung zwischen Messung und Rechnung liegt jedoch nach Meinung von Miller in erster Linie am eingesetzten E-Modul, den er aus genormten Härtemessungen bezog.

Interessant ist diese Literaturstelle deshalb, weil hier im Gegensatz zur viskoelastischen Rechnung zweidimensional gerechnet wurde, die gerechnete Druckkraft dennoch weit unter der gemessenen liegt und der Autor auch zu dem Ergebnis kommt, daß die verwendeten Materialwerte die Hauptfehlerquelle sind.

Anhand der eigenen Meßkurven soll nun überprüft werden, wieweit Gleichung (12) anwendbar ist. Damit wird gleichzeitig nachgeprüft, wo die Grenzen des eindimensionalen Modells in Bezug auf die Druckkraft liegen. Eine zweite Möglichkeit zur Nachprüfung ergibt sich aus der Integration der Druckverteilung, die mit der an den Walzenachsen gemessenen Druckkraft im Gleichgewicht stehen muß. Da die Druckverteilung nicht selbst gemessen wurde, entfällt diese Möglichkeit. Die Integration der Kurven aus /139/ kann nicht zum Vergleich herangezogen werden, da andere Walzen gemessen wurden.

Die Auswertung von Gleichung (12) führt - bei Einsetzen der Kennwerte aus den Materialmessungen - zu Druckkraftverläufen, die etwa auf halber Höhe zu den gemessenen liegen. Als Beispiel wurde in Abb. 34 die Rechnung nach Gleichung (12) der Messung für drei Walzen gegenübergestellt. So große Abweichungen können aber bei der Bemessung von Konstruktionsteilen nicht in Kauf genommen werden.

Aus der Diskrepanz zwischen Rechnung und Messung können grundsätzlich zwei Folgerungen gezogen werden:

1. das vereinfachte, eindimensionale viskoelastische Modell kann nicht angewendet werden;

oder:

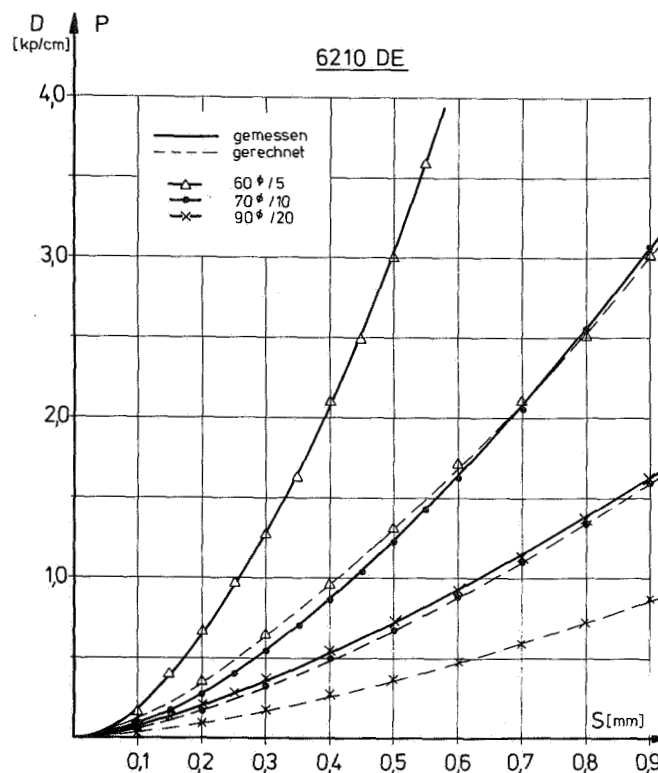


Abb. 34 Mit den Materialwerten nach DIN 53513 gerechnete Druckkraftkurven im Vergleich zu den gemessenen

2. es wurden nicht zutreffende Materialkennwerte eingesetzt.

Da das Modell nachweisbar zu qualitativ richtigen Ergebnissen führt, kann es so falsch nicht sein. Abgesehen davon hat es einen Vorzug in der recht einfachen Anwendung.

Infolgedessen wurde - auch eingedenk der einschränkenden Bemerkungen in Kapitel 3.4.2 - untersucht, ob es richtig ist, die Materialwerte entsprechend den Normprüfungen einzusetzen.

Eine genauere Analyse der Herleitung von Gleichung (12) läßt erkennen, daß der E-Modul bei der Integration über die Druckzonenbreite als Konstante jeweils vor das Integral gezogen wurde.

Aus den Materialmessungen in /139/ ist bekannt, daß sich

der E-Modul mit der Frequenz ändert. Die Frequenz ändert sich aber bei einem Durchlauf durch die Druckzone nicht, so daß es gerechtfertigt erscheint, den E-Modul für die Integration als konstant anzusehen.

Führt man hingegen die Materialmessungen nach DIN 53513 bei unterschiedlichen Verformungsamplituden durch, so sinkt der E-Modul bei größeren Amplituden merklich ab. Die Amplitudenänderungen, die hierbei vorgenommen wurden, sind jedoch wesentlich kleiner als diejenigen beim Anpressen der Walzen zwischen 0,1 und 1 mm.

Beim Durchgang durch die Druckzone ändert sich für ein radiales Gummielement die Verformung von Null bis auf einen Maximalwert. Sollte der E-Modul der verwendeten Belagmaterialien also abhängig von der Verformungsamplitude sein, so kann er nicht mehr als Konstante vor das Integral gezogen werden.

Um dieser Überlegung nachzugehen, wurde Gl.(12) S.67 nach dem E-Modul aufgelöst. Die aufgrund dieser Rechnung erhaltenen E-Modulkurven  $E=E(S)$  sind in Abb. 35 in dekadischem und logarithmischem Maßstab für die beiden Belagmaterialien 6210 DE und 561.30 am Beispiel einiger Walzen eingetragen.

Der aus der eindimensionalen Kraftgleichung errechnete E-Modul soll als "wirksamer E-Modul" bezeichnet werden. Die Größe des wirksamen E-Moduls ist abhängig vom Aufbau eines Materials - wie die unterschiedlichen Kurvenverläufe der beiden Materialien zeigen - und von der Beanspruchungsart, was aus dem Vergleich zwischen Normmessungen und Messungen am Walzen-System hervorgeht. Aus Abb. 35 ergeben sich mehrere wichtige Folgerungen:

- 1) Der aus Gl. (12) ausgerechnete E-Modul ist in Auswirkung der oben genannten Verhältnisse keine Konstante, sondern von der Anstellung bzw. von der Radialverformung abhängig.

- 2) Trägt man die Kurven in logarithmischem Maßstab auf, so ergeben sich Geraden. Das bedeutet, es handelt sich um einfache Potenzfunktionen (Abb. 35b).
- 3) Für die Walzen mit dem Belagmaterial 561.30 liegen die Geradensteigungen bei -0,5, für die Walzen mit dem Belag 6210 DE aber zwischen 0 und -0,11. Die Abhängigkeit des E-Moduls von der Verformung ist von Material zu Material verschieden.
- 4) Die Walzen mit der gleichen Belagstärke zeigen nur ganz geringe Schwankungen in der Steigung. Bei den Walzen 70/10 und 90/20 hingegen besteht ein deutlicher Unterschied. Mit der Belagstärke ist indirekt ein Maß für die Größe des mehrdimensionalen Verformungszustandes gegeben, was im E-Modul seine Auswirkungen hat.
- 5) Die Zahlenwerte für den wirksamen E-Modul liegen beträchtlich über denjenigen aus den Normmessungen.

Zu den Punkten 4 und 5 kann man zur Verdeutlichung noch einige eher anschauliche Erklärungen geben.

Will man das viskoelastische Modell beibehalten, so kann man anhand von Gleichung (12) die anderen Einflußgrößen - außer dem E-Modul - auf die Druckkraft diskutieren. Die Abweichungen zwischen den wirklichen und den eingesetzten geometrischen Größen sind gering und können den Unterschied zwischen Messung und Rechnung in der Druckkraft ebenso wenig erklären, wie Schwankungen oder Frequenzabhängigkeit des  $\text{tg}\delta$ . Würde man anstelle der geometrischen Druckzonenbreite die kleinere gemessene statische Druckzonenbreite einsetzen, so ergäben sich bei der Rechnung noch kleinere Druckkräfte bzw. der E-Modul müßte noch höher liegen.

Die Normmessungen wurden bei Verformungen von  $\epsilon=0,003$  vorgenommen, die tatsächliche Radialverformung beim Andrücken

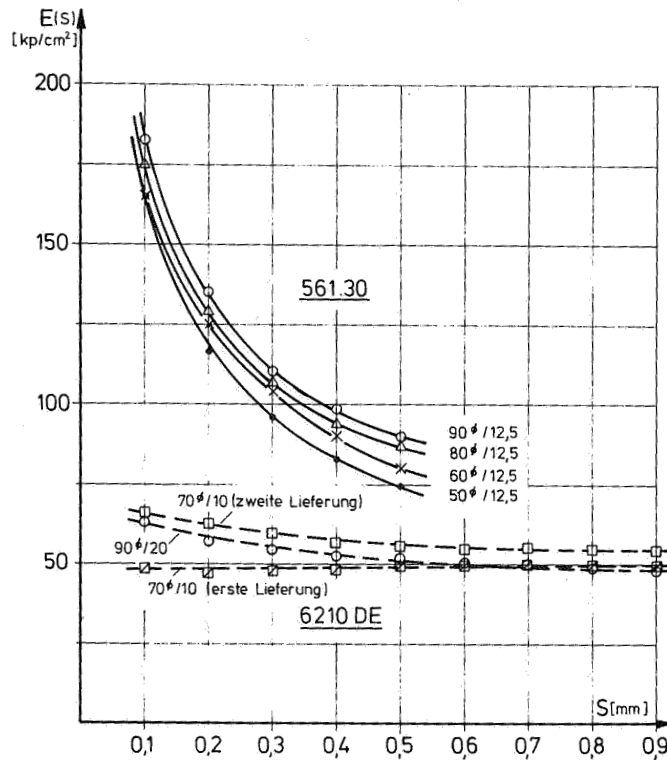


Abb. 35a Abhängigkeit des E-Moduls von der Verformungsamplitude

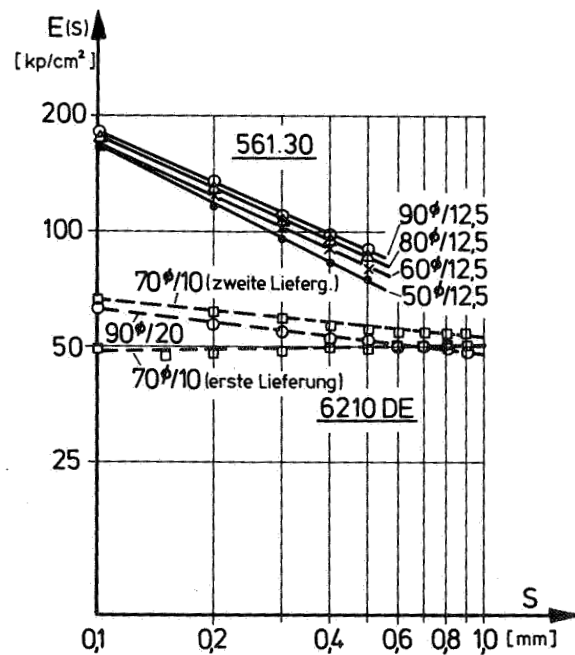


Abb. 35b Der nach Gl. (12) ausgerechnete E-Modul als Funktion der Anstellung in doppellogarithmischer Darstellung

der Walzen liegt zwischen 0,005 und 0,1, also größtenteils eine Zehnerpotenz höher als bei den Materialmessungen.

Das durch die Eindrückung der Stahlwalze verdrängte Material kann bei dem ringförmigen, auf den Stahlkern aufvulkanisierten Belag nicht beliebig ausweichen. Die freie Verformung ist im Gegensatz zur zylindrischen Gummiprobe, deren Mantelfläche sich frei ausbauchen kann, wenn sie in Längsrichtung zusammengedrückt wird, stark behindert. Der mehrdimensionale Spannungszustand bildet sich aus. Die Zustellkraft zwischen den beiden Walzen bewirkt die Materialverschiebung in radialer, achsialer und tangentialer Richtung entgegen der Verformungsbehinderung. In einem aus der Anpreßkraft errechneten E-Modul ist der Einfluß der Verformungsbehinderung und damit des mehrachsigen Spannungszustandes implizit berücksichtigt. Er muß zwangsläufig höher liegen als der komplexe E-Modul aus den Materialmessungen.

Der Unterschied in den Zahlenwerten wird aus der folgenden Zusammenstellung für das Belagmaterial 6210 DE ersichtlich. Der E-Modul errechnet sich

- nach DIN 53513 zu :  $E^* = 20-24 \text{ Kp/cm}^2$
- aus den statischen Anpreßkraftmessungen zu :  $E = 32-38 \text{ Kp/cm}^2$
- aus den dynamischen Anpreßkraftmessungen zu:  $E^* = 49-65 \text{ Kp/cm}^2$

In ähnlicher Weise wird in /99/ der E-Modul aus der Anpreßkraft berechnet. In dieser Arbeit werden Härtemessungen über das Eindringen einer Kugel in die Gummioberfläche zugrunde gelegt und die Gleichungen für die Kraft aus der klassischen Elastizitätstheorie ermittelt.

#### 4.5.2 Die Berechnung der Druckkraft unter Berücksichtigung der Nicht-Linearität des E-Moduls

Nicht-lineares Materialverhalten ist rein phänomenologisch

zu sehen. Es bedeutet, daß Spannung und Verformung einander nicht mehr proportional sind, der E-Modul also keine Konstante mehr ist. Daß die dynamischen Eigenschaften insbesondere der E-Modul einer Gummimischung von der Verformungsamplitude abhängen, zeigen auch Untersuchungen in /98/ und der dort aufgeführten Sekundärliteratur. Nicht-lineares Verhalten wurde z.B. bei Gummimischungen für Reifen in Abhängigkeit von den Füllstoffen bereits bei Verformungen bis 0,03 festgestellt. Sowohl der dynamische E-Modul als auch der  $\tan \delta$  waren bei diesen Messungen von der Scherungsamplitude abhängig.

Die eigentlichen Ursachen für nicht-lineares Materialverhalten liegen einmal in der Materialzusammensetzung und dem molekularen Aufbau des Materials begründet. Zum anderen spielt die Größe und Art der Verformungsbehinderung bei der jeweiligen Materialmessung die ausschlaggebende Rolle auf den Grad der Nicht-Linearität. Beide Mechanismen können weder bei den Normmessungen an der zylindrischen Probe - Verformungsbehinderung wegen Haftens der Stirnflächen - noch bei den Messungen am Walzen-System getrennt erfaßt werden.

Die in Walzenfarbwerken und den vorliegenden Versuchen verwendeten Belagmaterialien sind weicher, haben andere Füllstoffe und vor allem einen geringeren Füllstoffgehalt. Aber auch andere Parameter wie Vulkanisationsdauer, Vernetzung mit weiteren Polymeren, nicht zuletzt die großen Verformungen selbst können ein nicht-lineares Verhalten bewirken.

Die anschauliche Betrachtungsweise der Viskoelastizität mit Hilfe von Modellen kennt keine Abhängigkeit von der Größe der Deformation. Die Modelltheorie ist rein linear, denn die Modelle, mit denen viskoelastisches Materialverhalten veranschaulicht werden soll, bestehen aus zusammengeschalteten Federn und Dämpfern, die beide amplitudenunabhängige Eigenschaften haben.

Die Modelltheorie ist wie die lineare Elastizitätstheorie auch hinsichtlich der Geometrie linear. Das bedeutet, daß die Verformungen infinitesimal angenommen werden und Größen zweiter Ordnung vernachlässigbar sind.

Aus der linearen Viskoelastizitätstheorie ist demnach keine Stoffgleichung zu erwarten, in der die ermittelte Amplitudenabhängigkeit enthalten ist. Wegen der erwiesenen qualitativ richtigen Aussage des viskoelastischen Modells bezüglich der Zeiteffekte soll dieses beibehalten werden, nur mit der Abänderung, daß der E-Modul als allgemeine Potenzfunktion in Ansatz gebracht wird. Dieser Ansatz wird erst bei der Berechnung der statischen und der dynamischen Druckkraft bei der Integration über der Druckzonenbreite eingeführt.

Um den Rechengang klar zu machen, soll zuerst die statische Anpreßkraft hergeleitet werden, indem auf die Zeitabhängigkeit, also das Abklingen der Spannung mit fortschreitender Zeit bei festgelegter Verformung verzichtet wird. Dabei genügt ein Ansatz entsprechend der Elastizitätstheorie.

A) Herleitung der Gleichung für die statische Anpreßkraft  $P_s$

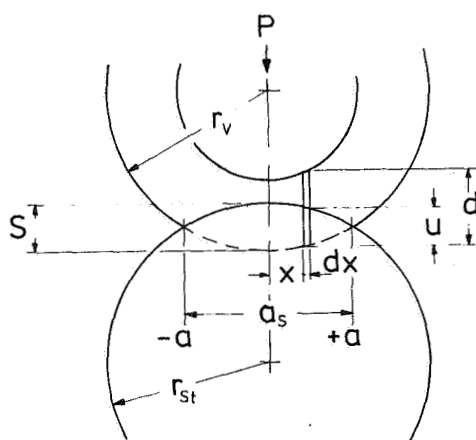


Abb. 36 Druckzonengeometrie

Der an einer beliebigen Stelle in der Druckzone wirksame E-Modul sei örtlich amplitudenabhängig angesetzt (vgl. Abb. 36):

$$E(u) = E_0 \left( \frac{u}{d} \right)^{-n} \quad (20)$$

wobei  $E_0$  eine Konstante ist.

Auf das Element der Breite  $dx$  an der Stelle  $x$  wirkt dann mit  $u=u(x)$ :



$$\begin{aligned} dP_S &= G(u) \cdot dF = E(u) \cdot \epsilon(u) \cdot L \cdot dx \\ &= E_0 \left( \frac{u}{d} \right)^{-n} \cdot \frac{u}{d} \cdot L \cdot dx \end{aligned} \quad (21)$$

Die Kraft selbst ergibt sich aus der Integration über die Druckzonenbreite  $a_S = 2a$  zu:

$$P_S = \int_{-a}^{+a} dP = \frac{E_0 L}{d^{1-n}} \int_{-a}^{+a} u^{1-n} \cdot dx \quad (22)$$

Für die Verformung  $u=u(x)$  wird Gl. (9) von S. 65 eingesetzt. Mit der Variablentransformation  $\xi = \frac{\pi x}{2a}$  erhält man:

$$P_S = 2E_0 \cdot L \cdot \left( \frac{S}{d} \right)^{1-n} \cdot \frac{2a}{\pi} \int_0^{\pi/2} (\cos \xi)^{1-n} \cdot d\xi \quad (23)$$

Das Integral muß numerisch gelöst werden. Setzt man in Gleichung (23) die geometrische Druckzonenbreite nach Gleichung (2) S. 45 ein, so erkennt man, daß

$$P_S \sim S^{3/2-n}$$

ist.

Für die Berechnung der Druckkräfte beim Rollen der Walzen kann die gleiche Methode angewendet werden. Die Zeitabhängigkeit bleibt durch die Beibehaltung des viskoelastischen Stoffgesetzes (Gl. 10) erhalten, aus dem die Spannung (Gl. 11) errechnet wird. Auf dem Weg von Gl. (10) S. 66 nach Gl. (11) S. 66 ist nur die Zeit variabel. Die Integration über die Druckzonenbreite und damit die örtliche Amplitudenabhängigkeit setzt erst bei der Kraftberechnung ein. An dieser Stelle wird der komplexe E-Modul gemäß Gleichung (20) angesetzt. Die Rechnung soll im Gegensatz zur vorigen trotz fehlender Berücksichtigung von Massenkräften als "dynamisch" bezeichnet werden.

Die Beanspruchungsfrequenz, die sich aus der Drehzahl ergibt,

ist jetzt keine Integrationsvariable mehr. Alle Funktionen der Frequenz können demnach als Konstante vor das Integral gezogen werden.

B) Herleitung der Gleichung für die dynamische Anpreßkraft P

Nachdem unter Berücksichtigung eines amplitudenabhängigen E-Moduls die Gleichung für die statische Anpreßkraft hergeleitet wurde, soll mit dem gleichen Ansatz auch die dynamische Anpreßkraft berechnet werden, wobei jetzt die Frequenzabhängigkeit einbezogen wird. Für die Kraft am Element gilt

$$dP = G(x) \cdot dF = G(x) \cdot L \, dx = G(\omega t) \cdot \frac{L \cdot a_s}{\pi} \cdot d\omega t \quad (24)$$

mit  $x = \frac{\omega t}{\pi} a_s$

In der Druckverteilung gemäß Gleichung (11) wird der E-Modul amplitudenabhängig - wie in Gleichung (20) - eingeführt.

$$G(\omega t) = E_0 E_0^* \left( \frac{u}{d} \right)^{-m} \left[ \sin(\omega t + \delta) - \sin \delta e^{-\omega t z} \right] \quad (11a)$$

In dieser Gleichung wird die Amplitudenabhängigkeit durch den Exponenten m wiedergegeben. Dies soll verdeutlichen, daß dieser Exponent im dynamischen Fall sich von dem Exponenten n im statischen Fall zahlenmäßig unterscheidet. Da in dieser Gleichung der Koordinatenursprung am Anfang der Druckzone liegt, ist die Verformung  $u = S \cdot \sin \omega t$ . Damit ergibt sich:

$$P = \int_0^{\pi - \delta} dP = L \cdot \frac{a_s}{\pi} E_0^{1-m} E_0^* \int_0^{\pi - \delta} (\sin \omega t)^{-m} \left[ \sin(\omega t + \delta) - \sin \delta e^{-\omega t z} \right] d\omega t \quad (25)$$

Nach der Auflösung der Winkelsumme entsprechend dem Additionstheorem und dem Ausmultiplizieren der einzelnen Glieder

verbleiben drei nur numerisch zu lösende Integrale:

$$I_1 = \cos \delta \int_0^{\pi - \delta} (\sin \omega t)^{1-m} \cdot d\omega t$$

$$I_2 = \sin \delta \int_0^{\pi - \delta} (\sin \omega t)^{-m} \cdot \cos \omega t \cdot d\omega t$$

$$I_3 = \sin \delta \int_0^{\pi - \delta} (\sin \omega t)^{-m} \cdot e^{-\omega t \cdot z} \cdot d\omega t$$

Die Anpreßkraft ergibt sich dann aus:

$$P = L \cdot \frac{a_s}{\pi} \cdot \epsilon_0^{1-m} \cdot E_0^* \cdot Z_p \quad (25a)$$

Wobei mit  $Z_p = J_1 + J_2 - J_3$  abgekürzt ist.

Die Integrale wurden für alle in Frage kommenden Verlustwinkel  $\delta$  und Exponenten  $m$  in einem Rechenprogramm nach der Simpsonregel errechnet und anschließend summiert. Abb. 37 gibt in graphischer Form die Ergebnisse wieder. Dieses Diagramm trägt wesentlich zur Vereinfachung der Rechnung von  $P$  bei.

Zur Überprüfung der Gleichung für die Anpreßkraft wurde die gemessene Kraft  $D$  in doppelt logarithmischem Maßstab über der Anstellung aufgetragen. Die Meßpunkte liegen alle sehr gut auf Geraden mit Steigungen zwischen 1 und  $3/2$  für die drei in den Versuchen verwendeten Materialien.

In Gleichung (25a) ist  $P$  proportional  $S^{3/2-m}$ . Der materialabhängige Exponent  $m$  liegt demnach zwischen 0 und 0,5. Die Gleichung gibt also die Abhängigkeit von der Anstellung richtig wieder, womit der Ansatz für den E-Modul noch einmal bestätigt wird.

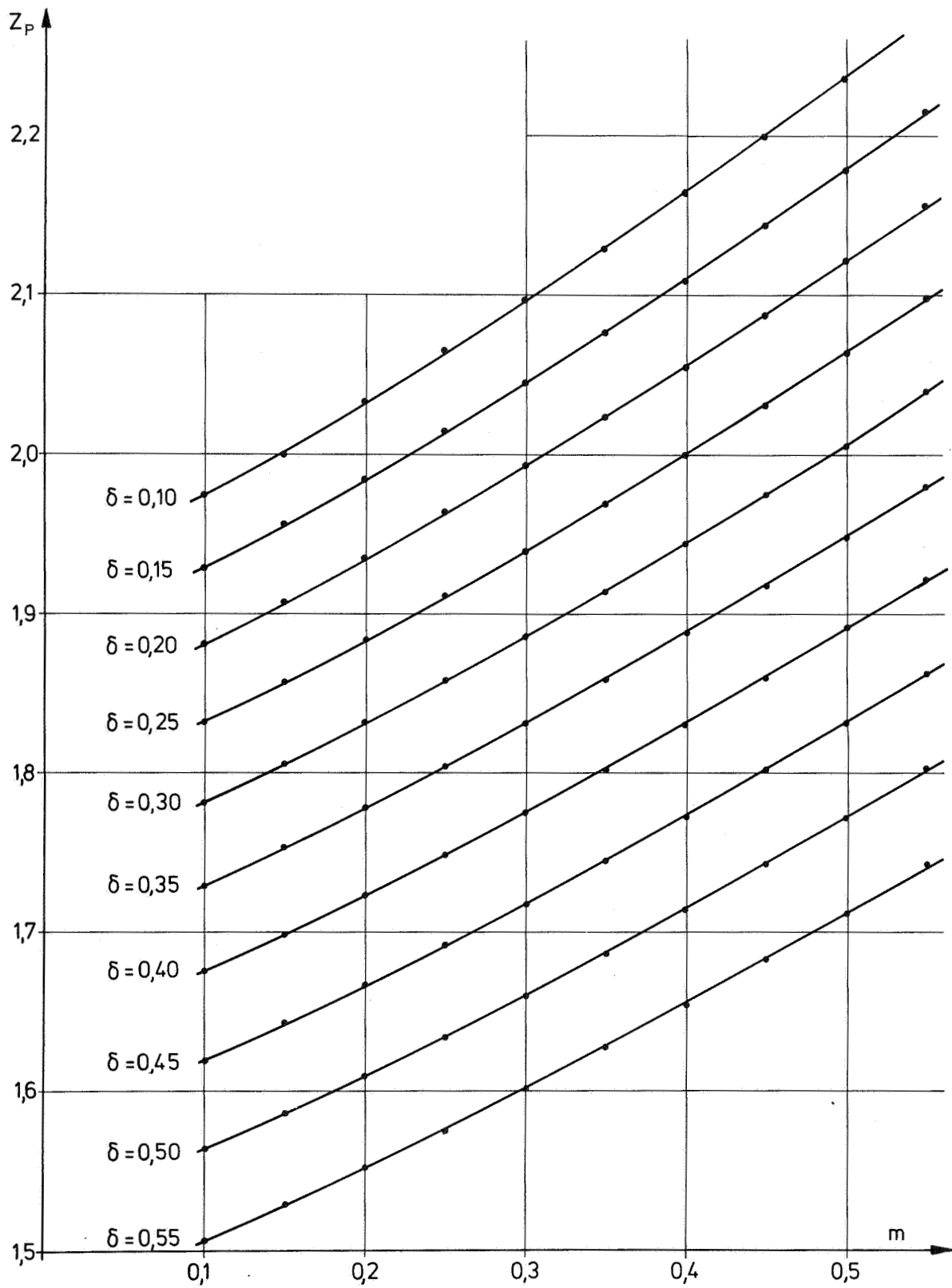


Abb. 37 Die Funktion  $Z_p = f(m)$  bei verschiedenen Parametern  $\delta$

Für die einzelnen Walzen wurden folgende Werte ermittelt:

Colorprint:  $m=0,3$

6210 DE:  $m=0,05$  (70/10) -  $0,11$  (90/20)

561.30:  $m=0,4$  bzw. bei älterem Material  $m=0,5$

Dabei bedeutet  $m=0,5$ , daß der Zusammenhang zwischen Druckkraft und Anstellung linear ist, wie in Abb. 33 auch gut zu erkennen ist.

Der Wert  $m$  ist ein Maß für die Nicht-Linearität des Systems. Er ist wie alle Materialeigenschaften temperaturabhängig und müßte eigentlich unter isothermen Bedingungen ermittelt werden. Im Verlauf einer Versuchsreihe steigt jedoch die Temperatur bis zu drei Grad, so daß der Exponent  $m$  nicht mit letzter Genauigkeit bestimmt ist.

Es sei an dieser Stelle einmal betont, daß alle aufgeführten Zahlenwerte aus den Messungen mit Sicherheit nur für den vorliegenden Meßbereich gelten. Wieweit diese Werte über den gemessenen Bereich hinaus Gültigkeit behalten, wurde nicht untersucht. Es ist jedoch anzunehmen, daß eine Extrapolation von 20 bis 50% über dem Meßbereich hinaus zulässig ist.

Die Amplitudenabhängigkeit der Materialkennwerte von Elastomeren wird auch in anderen Untersuchungen z.B. /95/ und /98/ sowie der dort aufgeführten Sekundärliteratur bestätigt.

#### 4.6 Die Drehmomente am Zweiwalzen-System

##### 4.6.1 Die Berechnung des viskoelastischen Momentes unter Berücksichtigung der Nicht-Linearität des E-Moduls

Kann man bei der Berechnung der Druckkraft gegebenenfalls auf die Viskoelastizität verzichten und elastisch rechnen, so ist eine solche Vorgehensweise für das Rollmoment nicht möglich,

da dieses bei elastischen Werkstoffen überhaupt nicht auftritt.

Mit dem gleichen Ansatz wie bei der Druckkraft läßt sich das viskoelastische Moment ausrechnen. Das Moment um den Anfangspunkt A der Druckzone wird angesetzt mit /139/:

$$M_A = L \cdot \frac{a_s^2}{\pi^2} \int_0^{\pi - \delta} \omega t \cdot \sigma(\omega t) \cdot d\omega t \quad (26)$$

Setzt man  $\sigma$  nach Gl.(11a) auf S.95 ein und multipliziert aus, so ergeben sich bei gliedweiser Integration die folgenden Einzelintegrale

$$I_4 = \cos \delta \int_0^{\pi - \delta} \omega t (\sin \omega t)^{1-m} \cdot d\omega t$$

$$I_5 = \sin \delta \int_0^{\pi - \delta} \omega t (\sin \omega t)^{-m} \cdot \cos \omega t \cdot d\omega t$$

$$I_6 = \sin \delta \int_0^{\pi - \delta} \omega t (\sin \omega t)^{-m} e^{-\omega t \cdot z} d\omega t$$

Das Moment um den Anfangspunkt läßt sich dann abkürzend schreiben:

$$M_A = L \cdot \frac{a_s^2}{\pi^2} \cdot \epsilon_0^{1-m} \cdot E_0^* \cdot Z_M \quad (26a)$$

wobei  $Z_M = I_4 + I_5 - I_6$  ist. Diese Integrale mußten wieder numerisch über die Simpsonregel an einem Großrechner gelöst werden. Die Funktion  $Z_M$  - die wie  $Z_p$  von  $\text{tg} \delta$  und dem Materialexponenten  $m$  abhängt - ist in Abb. 38 aufgetragen. Daraus kann man unter Vorgabe von  $\delta$  und  $m$  die Funktion  $Z_M$

direkt ablesen und man spart die langwierige Integration. Das viskoelastische Moment um den Mittelpunkt der Gummiwalze (vgl. Abb. 23), das unter zusätzlicher Berücksichtigung der Amplitudenabhängigkeit des E-Moduls ausgerechnet wurde, sei mit  $M_{VA}$  bezeichnet.

Es errechnet sich aus:

$$M_{VA} = P \cdot \frac{a_s}{2} - M_A$$

oder mit den Gl. (25a), (2) und (26a) zu:

$$M_{VA} = L \cdot E_0^* \cdot \epsilon_0^{1-m} \cdot \frac{a_s^2}{\pi} \left( \frac{Z_P}{2} - \frac{Z_M}{\pi} \right) \quad (27)$$

Da in diese Gleichung der wirksame E-Modul eingesetzt werden muß, den man aus der Druckkraftmessung erhält, kann man statt dessen gleich die gemessene Druckkraft  $D$  einsetzen. Gleichung (27) stellt sich dann in einer für die Anwendung sehr einfachen Form dar:

$$M_{VA} = D \cdot a_s \left( \frac{1}{2} - \frac{Z_M}{Z_P} \cdot \frac{1}{\pi} \right) \quad (27a)$$

Es kann gezeigt werden, daß die Klammer in Gleichung (27a) immer positiv ist. Für eine vereinfachte Anwendung ist diese Klammer über den Rechner ausgerechnet worden und die Werte sind in der Abb. 39 als Funktion von  $m$  mit dem Parameter  $\delta$  aufgetragen.

Durch Einsetzen der geometrischen Druckzonenbreite  $a_s$  nach Gl. (2) auf S. 45 in Gl. (27) erkennt man, daß das viskoelastische Moment theoretisch proportional  $S^{2-m}$  verläuft. Läßt man die Amplitudenabhängigkeit des E-Moduls unberücksichtigt, entnimmt aber den E-Modul der gemessenen Druckkraft  $D$ , so läßt sich Gleichung (13) in der selben Form wie Gleichung (27a) schreiben.

Das viskoelastische Moment, das sich durch Einsetzen der

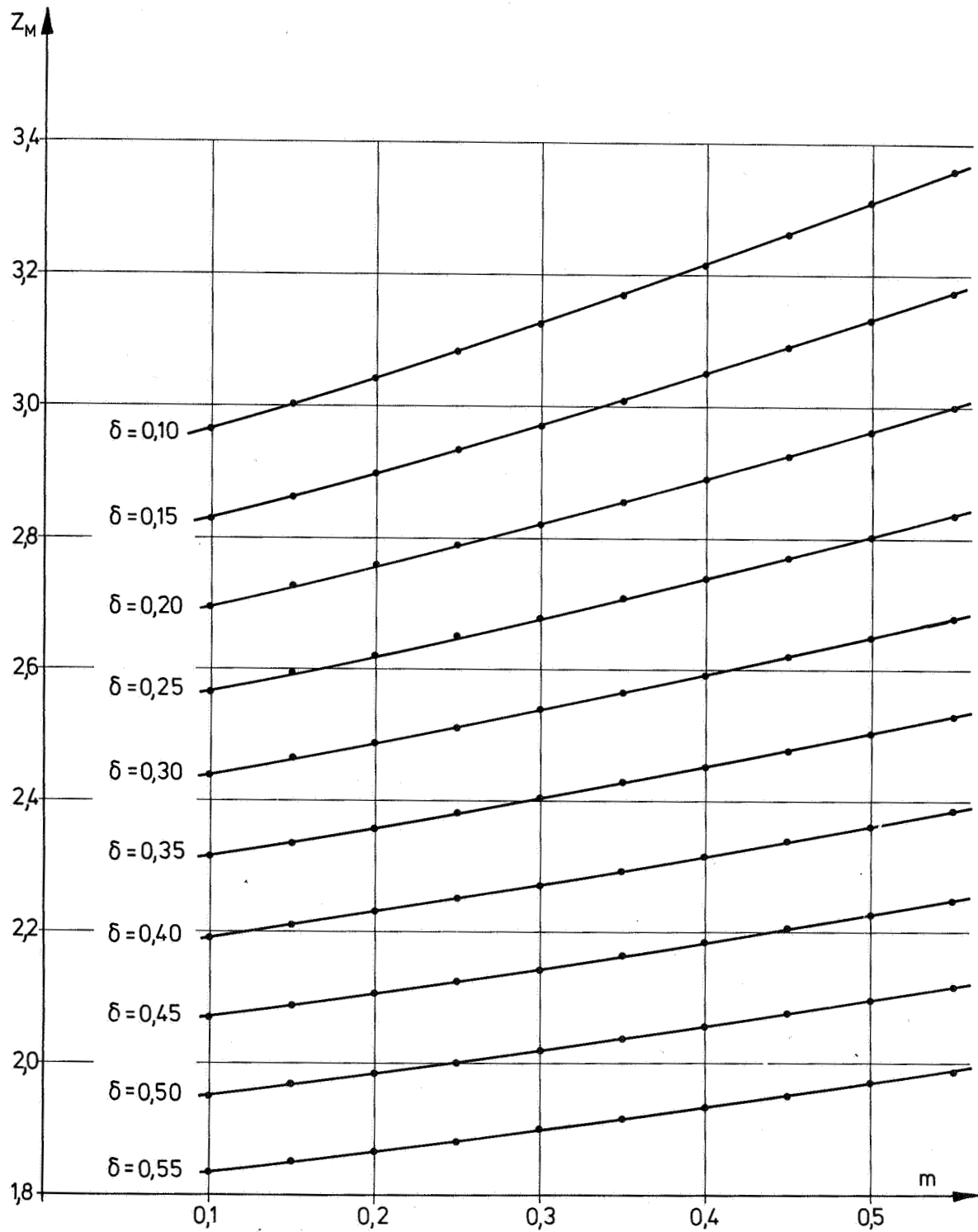


Abb. 38 Die Funktion  $Z_M = f(m)$  bei verschiedenen Parametern  $\delta$



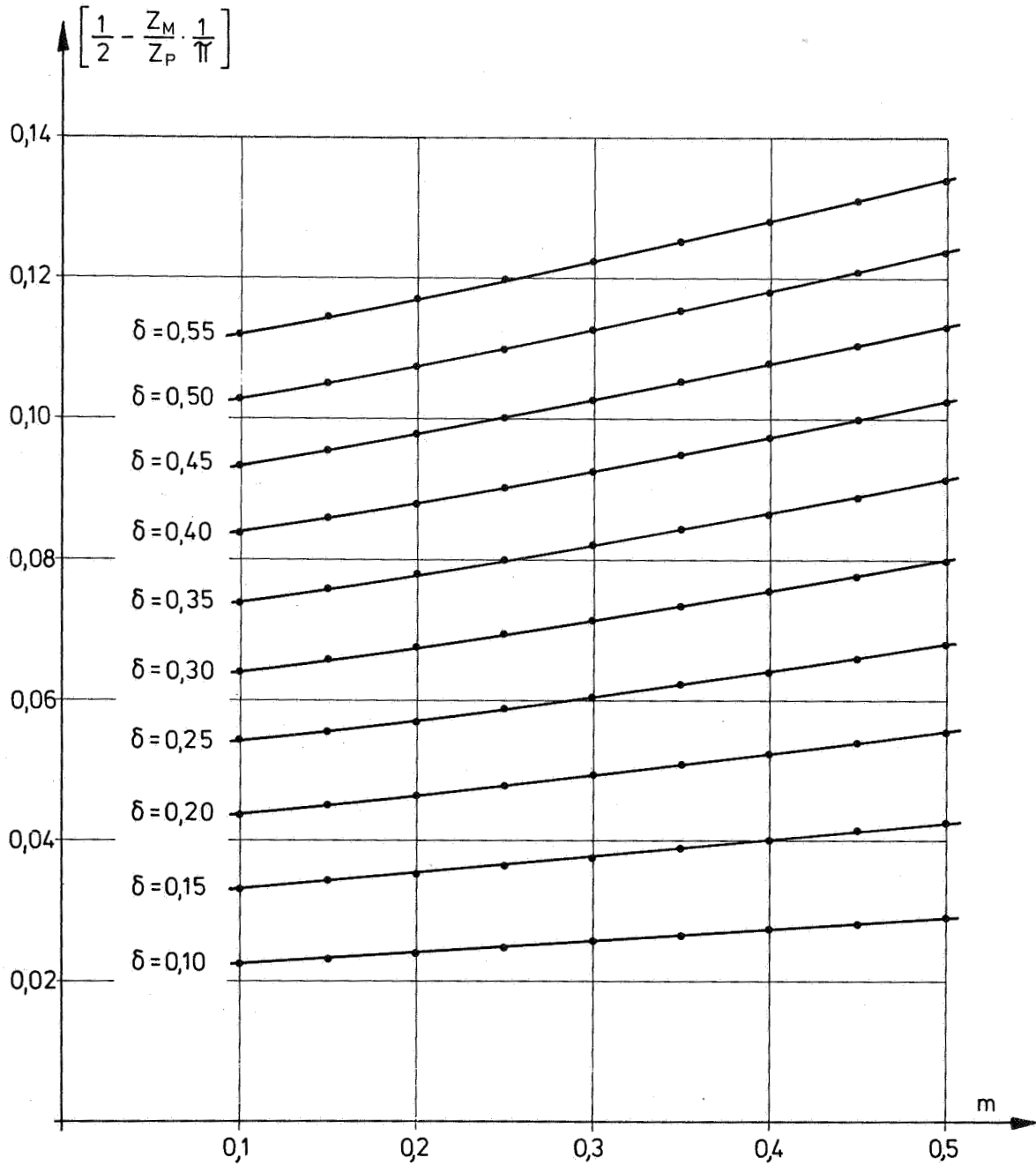


Abb. 39

gemessenen Druckkraft, jedoch ohne Berücksichtigung der Amplitudenabhängigkeit des E-Moduls bei der Herleitung der Gleichung errechnet, ist mit  $M_{vD}$  bezeichnet und ergibt sich aus:

$$M_{vD} = D \cdot a_s \left( \frac{1}{2} - \frac{f_M}{f_P} \frac{1}{\pi} \right) \quad (13a)$$

Diese Gleichung gilt, wenn der E-Modul unabhängig von der Deformation ist. Sie ist ebenso aufgebaut wie Gleichung (27) und unterscheidet sich nur in den Funktionen des  $\operatorname{tg} \delta$ . Die eckige Klammer kann man wieder für verschiedene  $\operatorname{tg} \delta$  ausrechnen und graphisch auftragen. Für den Fall  $m=0$  geht  $Z_M$  in  $f_M$  und  $Z_P$  in  $f_P$  über.

In Abb. 40 sind für drei Walzen mit dem Belag 6210 DE die gemessenen Werte für das viskoelastische Moment über der Anstellung aufgezeichnet. Diese Werte wurden aus den Momentenmeßwerten  $M$  aufgrund von Gleichung (15) ausgerechnet und sind zur Unterscheidung zu den reinen Rechenwerten mit  $M_R$  (=Rollmoment) anstelle  $M_V$  bezeichnet. Zusätzlich eingetragen sind die errechneten Momente  $M_V$  nach den drei hier diskutierten Verfahren, um die Unterschiede herauszustellen.

Mit  $M_V$  ist das Moment bezeichnet, das sich aus Gleichung (13) nach Pfeiffer errechnet, wenn man den E-Modul aus den Materialmessungen einsetzt. In diesen Kurven stimmt weder die Steigung noch die absolute Höhe mit den Meßwerten überein. Die Abweichungen betragen mehr als 50%.

Rechnet man das Moment nach Gleichung (13a) unter Zuhilfenahme der gemessenen Druckkraft aus - Bezeichnung  $M_{VD}$  - so ergeben sich Kurven, die weitaus besser mit den gemessenen übereinstimmen.

Durch die eingesetzte Druckkraft ist die Amplitudenabhängigkeit des E-Moduls in  $M_{VD}$  zum Teil bereits enthalten.

Berücksichtigt man zusätzlich die Amplitudenabhängigkeit auch in der Herleitung der Momentengleichung gemäß Gl. (27) und errechnet daraus die Momente  $M_{VA}$  durch Einsetzen der gemessenen Druckkraft, so erhält man bei der Walze 90/20 eine nahezu exakte Übereinstimmung mit den Meßwerten. Bei der Walze 70/20 sind  $M_{VD}$  und  $M_{VA}$  wegen  $m \approx 0$  identisch. Die Momente sind im Gegensatz zur Druckkraft nicht auf die Länge bezogen und gelten daher für die gesamte Walzenlänge von  $L = 10$  cm.

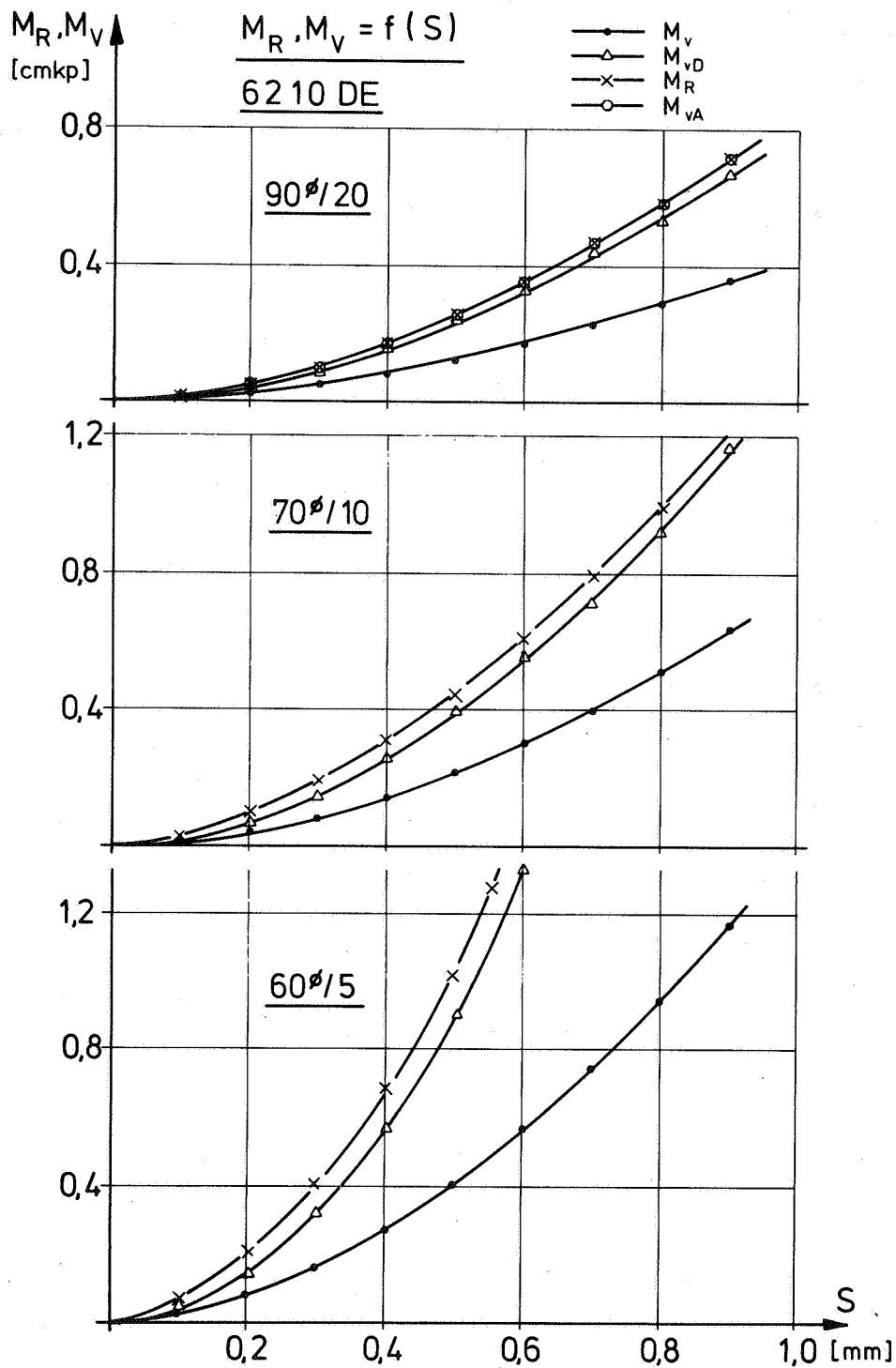


Abb. 40 Vergleich zwischen Rollmoment (gemessen) und den nach verschiedenen Verfahren gerechneten Momenten.  $M_V$  nach Gl. (13); E-Modul aus Normmessung.  $M_{VD}$  nach Gl. (13a); E-Modul aus gemessener Druckkraft D.  $M_R$  nach Gl. (15) aus gemessenem Moment M.  $M_{VA}$  nach Gl. (27a) E-Modul aus gemessener Druckkraft.

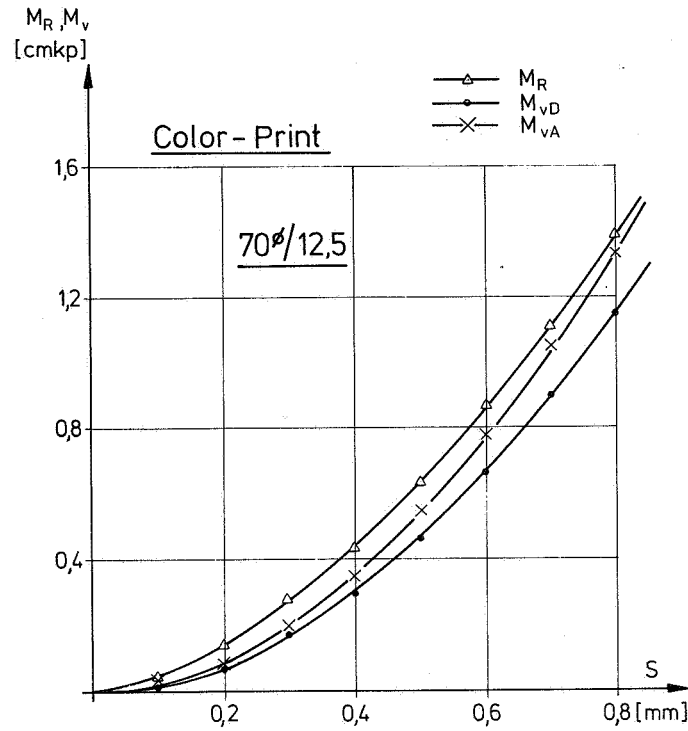


Abb. 41 Rollmoment und viskoelastische Momente für Colorprint

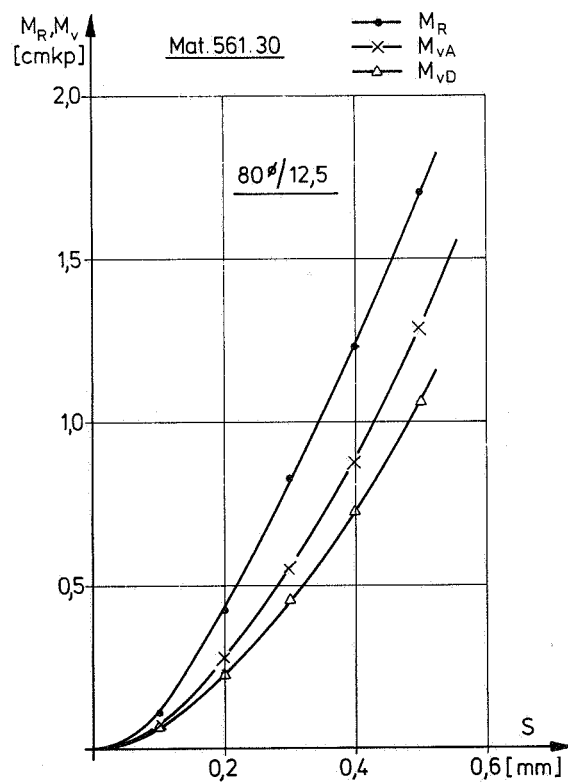


Abb. 42 Rollmoment und viskoelastische Momente für 561.30

Die Abb. 41 und 42 zeigen Messung und Rechnung auch für zwei Walzen mit den beiden anderen Belagmaterialien. Beide Male ist ersichtlich, daß die Rechnung nach Gleichung (27) die beste Annäherung an die gemessenen Werte  $M_R$  bringt.

Besonders bei hohen Anstellungen macht sich der Einfluß der Nicht-Linearität stärker bemerkbar. Die mit dem für Color-print ermittelten Exponenten  $m=0,3$  gerechnete Kurve zeigt bei großen Anstellungen nahezu Übereinstimmung mit der Meßkurve. Die Rechenwerte sind immer kleiner als die Meßwerte.

Den größten Unterschied zwischen Messung und Rechnung findet man bei dem Belag mit der Bezeichnung 561.30. Dennoch ist auch hier gegenüber dem früheren Rechenverfahren eine Verbesserung von 100% zu verzeichnen. Worauf diese Abweichung beruht, kann nicht mit letzter Sicherheit gesagt werden.

Nach der mikroskopischen Untersuchung (vgl. Abb. 10a bis 10e) steht fest, daß dieses Mischpolymerisat eine Poisson-Zahl kleiner 0,5 haben wird. Um diesen Einfluß zu erfassen, benötigt man aber eine Momentenberechnung aus einem mehrdimensionalen Spannungs- und Verformungszustand.

Weiterhin fällt auf, daß dieses Material den größten  $tg\delta$  hat. Da es sich nicht - wie die beiden anderen Materialien - um ein reines Elastomer handelt, kann der  $tg\delta$  in anderer Weise von der Verformung abhängen, was ebenfalls nicht durch die Gleichung (27) abgedeckt wird.

Wie die Untersuchungen von Fletcher, Gent /98/ und anderen gezeigt haben, gibt es auch bei Elastomeren je nach Aufbau, Zusammensetzung und Verarbeitungsbedingungen eine mehr oder weniger starke Abhängigkeit des  $tg\delta$  von der Verformungsamplitude. Eine Einbeziehung dieser Abhängigkeit in die Berechnung des Momentes stößt auf große Schwierigkeiten, da erstens die Integrale unübersichtlich werden und zweitens die obere Grenze selbst noch von der Integrationsvariablen

abhängt. Die Gleichungen (25a) und (27) gelten daher für ein Material mit einem  $\text{tg}\delta$ , der von der Amplitude unabhängig ist. Kennt man jedoch eine solche Abhängigkeit, so kann man ersatzweise entsprechend der höheren Amplitude die Funktionen  $Z_M$  und  $Z_P$  auch für den zugehörigen  $\text{tg}\delta$  aussuchen und einsetzen.

#### 4.6.2 Der Hebelarm $a_0$ des viskoelastischen Momentes

Ein weiteres Anzeichen dafür, daß die seitherigen Abweichungen zwischen Messung und Rechnung des viskoelastischen Momentes in erster Linie auf den falschen E-Modul nach DIN 53513 und weniger auf das vereinfachte eindimensionale viskoelastische Modell zurückzuführen sind, ergibt sich bei der Nachprüfung der Größe  $a_0$ . Mit  $a_0$  ist der Abstand der Druckkraftresultierenden von der Verbindungslinie der Walzenmittelpunkte, also der Hebelarm für das viskoelastische Moment, bezeichnet.  $a_0$  errechnet sich einmal aus dem Meßwerten durch:  $a_0 = M_R/D$ , bzw. aus den Gleichungen (25a) und (27a):

$$a_{0th} = \frac{M_{vA}}{P} = a_s \left( \frac{1}{2} - \frac{Z_M}{Z_P} \cdot \frac{1}{\pi} \right) = f(\delta) \quad (28)$$

Bei dieser Verhältnisbildung fällt der E-Modul als die fragliche Größe heraus.  $a_0$  ist damit geeignet, durch einen Vergleich zwischen den gemessenen und gerechneten Werten, Hinweise auf Fehlerursachen zu geben. In der Abb. 43 und 44 sind für je zwei Walzen mit dem Belag 6210 DE und dem Belag 561.30 sowie die Colorprintwalze die  $a_0$ -Werte aus den Messungen des Rollmomentes und der Druckkraft und die nach Gleichung (28) gerechneten Werte aufgetragen. Bedenkt man, daß sich bei der Kleinheit von  $a_0$  die in Kap. 3.2 genannten Fehlerquellen besonders stark auswirken, so sind die Abweichungen in Abb. 43 doch sehr gering. Das bedeutet, daß die noch vorhandenen Unterschiede zwischen gerechnetem und gemessenem Moment nicht mehr auf den E-Modul zurückzu-

führen sind. Der bei Rolluntersuchungen wirksame E-Modul kann am genauesten aus den Druckkraftmessungen ermittelt werden.

Als Ursache für die noch vorhandenen Differenzen kommen in Frage: der  $\operatorname{tg} \delta$  der Materialexponent  $m$  und vor allem auch die Lagerreibung. Da das Aufbringen des Lagermomentes eine zusätzliche, von außen aufgeprägte Tangentialkraft erforderlich macht, wird die wirkliche Druckverteilung dadurch mehr verschoben als nur durch den viskoelastischen Effekt. Das gemessene  $a_0$  sollte daher auch größer sein als das errechnete. Dies ist bei 6210 DE und 561.30 auch der Fall.

Bei dem Material 561.30 (Abb. 44) liegen die  $a_0$ -Kurven aus der Messung zwischen 17 und 35% über den gerechneten und stehen damit in der gleichen Relation zueinander wie die Momentenkurven. Damit wird erneut bestätigt, daß bei diesem Material nicht mehr der E-Modul Ursache für die Diskrepanz zwischen Messung und Rechnung ist. Eine Erhöhung des Verlustwinkels  $\delta$  von ca. 0,3 auf 0,45 - z.B. infolge einer Abhängigkeit von der Verformung - würde bereits den Unterschied beseitigen.

In Abb. 44 wurden für jede Walze zwei Meß- und zwei zugehörige Rechenkurven aufgeführt. Die beiden gemessenen Kurven wurden jeweils an der gleichen Walze in einem zeitlichen Abstand von 8 Monaten erstellt. Die zuerst durchgeführte Messung ergab einen Exponenten  $m=0,4$ , die zuletzt durchgeführte Messung ergab  $m=0,5$ . Damit ist erneut die Änderung der Materialeigenschaften infolge Alterung gezeigt.

Bei der Berechnung von  $a_{0th}$  wurden ebenfalls die Werte für  $m=0,4$  und  $m=0,5$  ermittelt. Die Abstände zwischen den beiden gemessenen Kurven werden gut durch die Rechnung wiedergegeben, was als Beweis für die Richtigkeit der bisherigen Überlegungen angesehen werden muß.

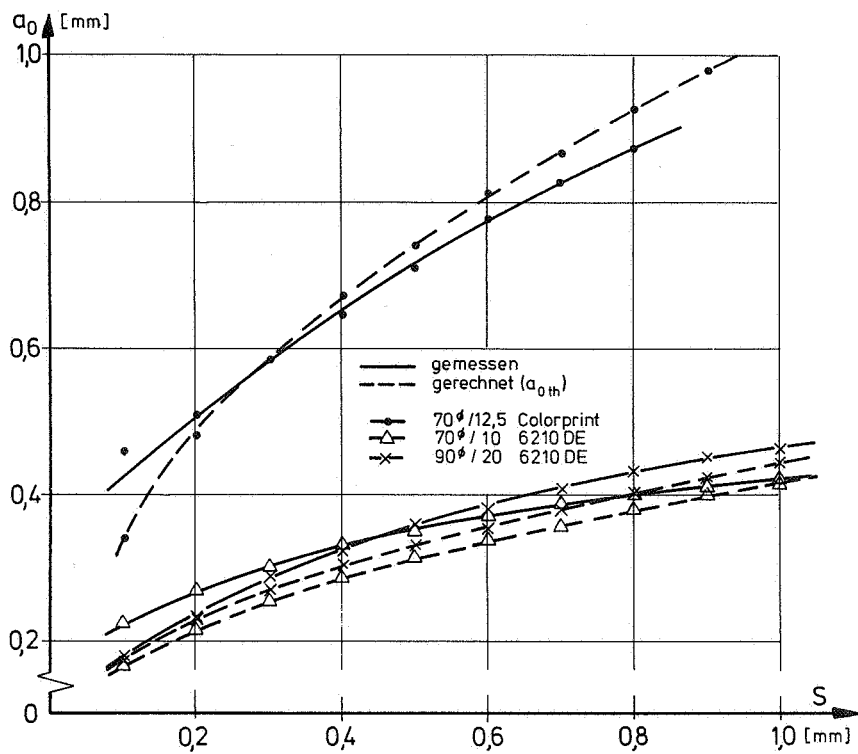


Abb. 43 Vergleich zwischen gerechnetem und gemessenem Abstand  $a_0$  bei Colorprint und 6210 DE

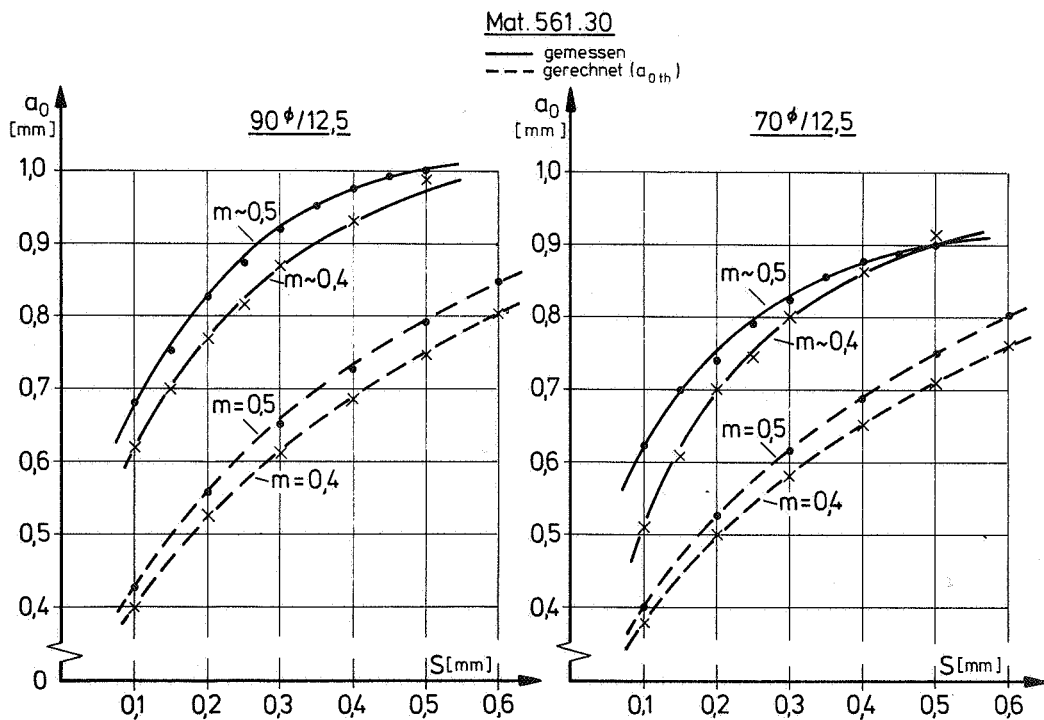


Abb. 44 Vergleich zwischen gerechneten und gemessenen Abständen  $a_0$  bei 561.30



#### 4.6.3 Die gemessenen Drehmomente am Zweiwalzen-System <sup>\*)</sup>

In einem trocken laufenden Walzenfarbwerk wird die Antriebsleistung zur Deckung der viskoelastischen Verluste der Belagmaterialien und der Lagerverluste benötigt. Die Lagerreibung ist mit Hilfe von Gl. (16) auf S. 69 unter Einsetzen praxisgerechter  $\mu_L$ -Werte zu errechnen.

Für die Ermittlung des viskoelastischen Momentes eignet sich am besten Gleichung (27a). Die Anpreßkraft, die auch zur Bestimmung des Lagermomentes notwendig ist, sollte man experimentell für die gewünschte Zustellung an einer Walzenpaarung, wie sie im Farbwerk verwendet werden soll, bestimmen. Gleichung (2) liefert die Druckzonenbreite  $a_s$  und den Wert der eckigen Klammer kann man aus Abb. 39 für den vorliegenden Verlustwinkel  $\delta$  und den Exponenten  $m$  ablesen.

Im weiteren Verlauf der Arbeit ist es jedoch nicht erforderlich, den viskoelastischen Anteil  $M_R$  aus dem gemessenen Moment zu eliminieren, da die geometrischen Verhältnisse der Anordnung und die Lagerreibung konstant bleiben. Für den Vergleich zu den Messungen mit Farbe ist ebenso nur das direkt gemessene Moment von Interesse, wie als Grundlage für die Interpretation der Ergebnisse am Dreiwalzen-System. Da es im Zweiwalzen-System keine umlaufende Leistung gibt, wird an ihm direkt die Wirkleistung gemessen. Daher sind die Momentenkurven für die meisten der durchgemessenen Walzen in den Diagrammen der Abb. 45 und 46 wiedergegeben. Alle Versuche wurden bei einer Drehzahl von 400 Upm durchgeführt, was einer Umfangsgeschwindigkeit von ca. 2 m/s entspricht.

Die Momente für das Material 561.30 (Abb. 46) liegen bei vergleichbaren Walzen und Anstellungen beträchtlich höher als diejenigen für 6210 DE. Daraus läßt sich die Eignung eines Materials in Bezug auf die Wärmeentwicklung und den Leistungsbedarf erkennen, nicht jedoch hinsichtlich der Abwicklungsverhältnisse.

<sup>\*)</sup> Gemeint ist jeweils das gesamte an den 10 cm langen Walzen gemessene Drehmoment (vgl. auch die Dim. cmkp).

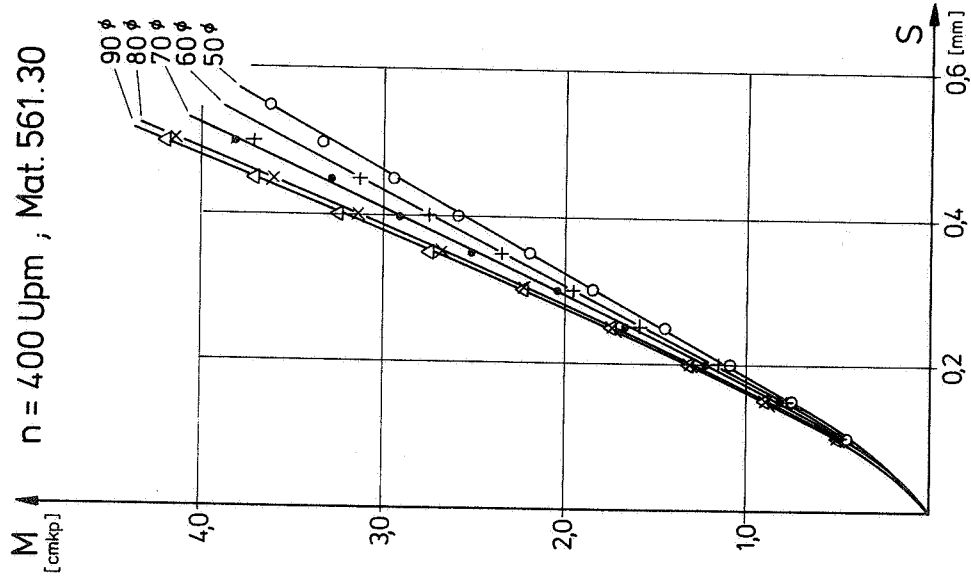


Abb. 46 Drehmoment in Abhängigkeit von der Anstellung für die Walzen mit dem Belag 561.30

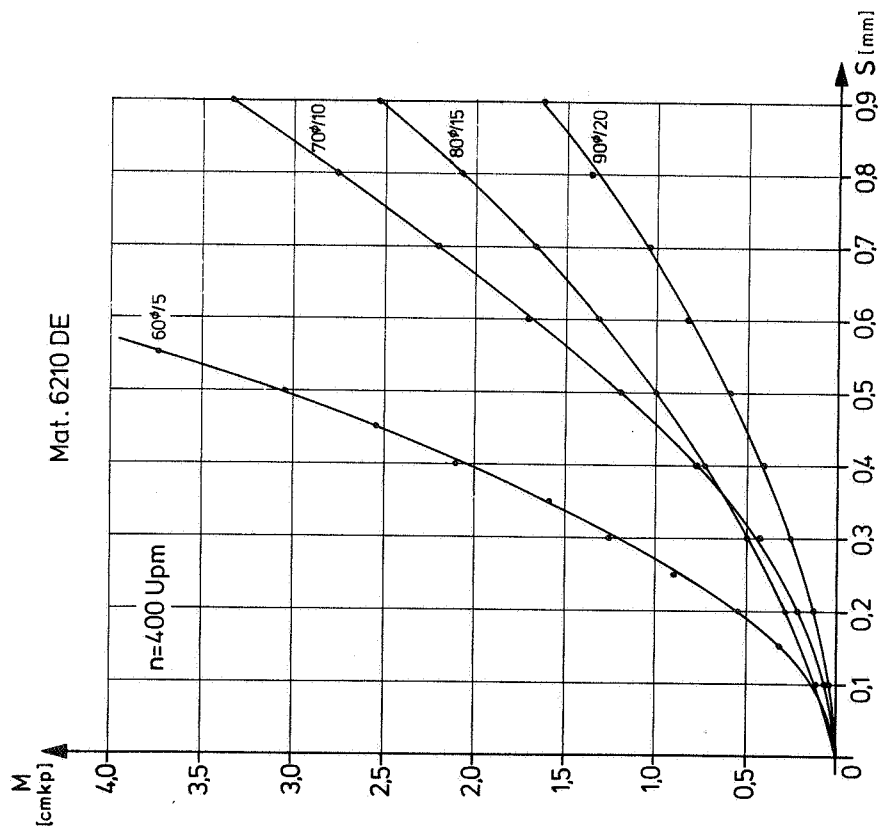


Abb. 45 Drehmoment in Abhängigkeit von der Anstellung für die Walzen mit dem Belag 6210 DE

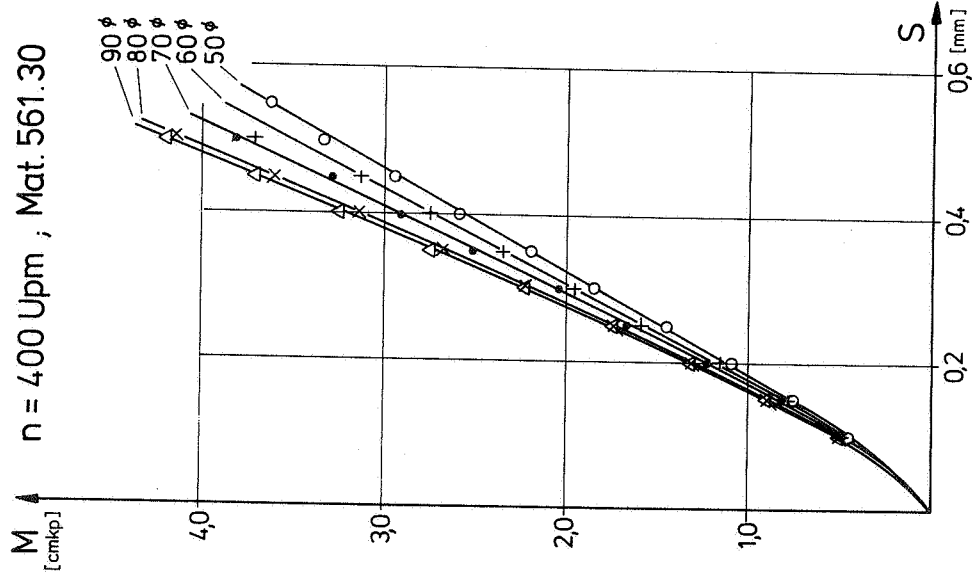


Abb. 46 Drehmoment in Abhängigkeit von der Anstellung für die Walzen mit dem Belag 561.30

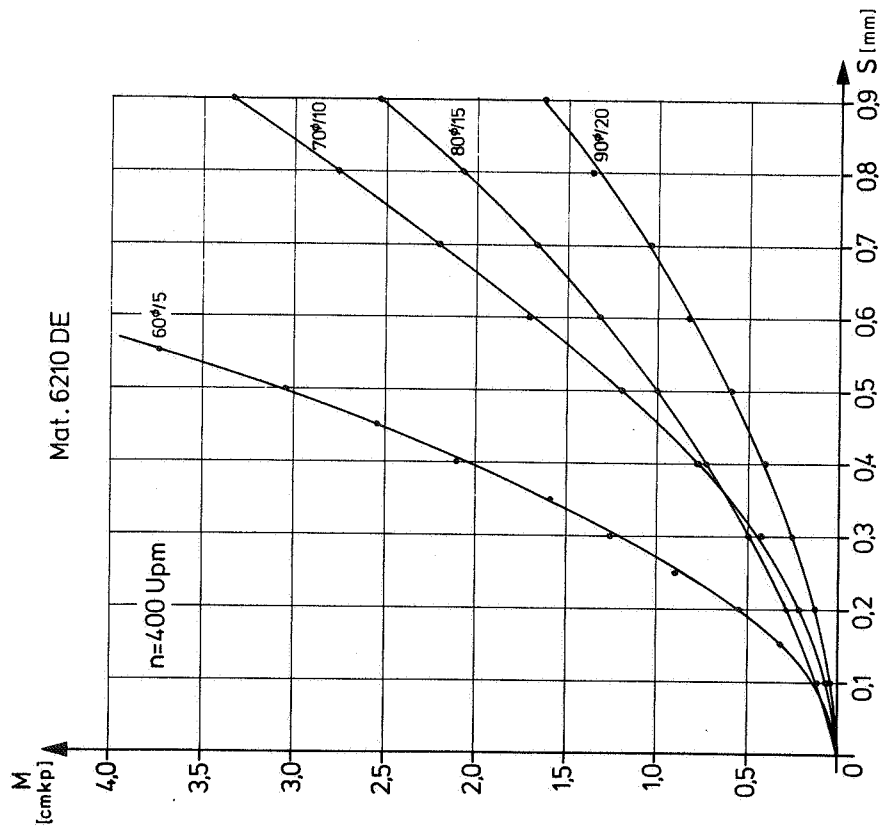


Abb. 45 Drehmoment in Abhängigkeit von der Anstellung für die Walzen mit dem Belag 6210 DE

#### 4.7 Die Drehzahlabhängigkeit von Druckkraft und Drehmoment

Alle bisher gezeigten Diagramme von Druckkraft und Drehmoment gaben deren Abhängigkeit von der Radialverformung wieder. Die Drehzahl war bei all diesen Messungen konstant. Die Geschwindigkeiten, mit denen Druckmaschinen laufen, sind aber nicht konstant, sondern stark unterschiedlich.

Eine Untersuchung der Drehzahlabhängigkeit gibt Aufschluß über die Änderungen von Druckkraft und Moment bei schneller oder langsamer laufenden Maschinen. Die Walzenzustellung bleibt zudem nach einmal erfolgter Einstellung während der Produktion unverändert.

Wie bereits aus der viskoelastischen Modellbetrachtung hervorgeht, sind die Kennwerte viskoelastischer Materialien frequenzabhängig. Die Materialuntersuchungen nach DIN 53513 bestätigen dies. Hält man bei den Rolluntersuchungen die Anstellung konstant und variiert die Drehzahl, so ändert sich die Verformungsfrequenz proportional der Drehzahl. Die Messung der Druckkraft bei solchen Versuchen gibt Auskunft über die Frequenzabhängigkeit der Materialeigenschaften. Pfeiffer /139/ hat diese Zusammenhänge untersucht, so daß an dieser Stelle nur noch die Meßergebnisse für die hier verwendeten Walzen und die Abhängigkeit des Momentes von der Drehzahl angeführt werden müssen.

Trägt man die Druckkraft über der Drehzahl bei konstanter Anstellung auf, so erhält man leicht ansteigende Kurvenverläufe (vgl. Abb. 47 und 48). Bei kleinen Dehnungen erhält man mit guter Genauigkeit Geraden, darüber entstehen allgemeine Potenzfunktionen.

Formelmäßig ergeben sich solche Verläufe, wenn für den komplexen dynamischen E-Modul ein allgemeiner Ansatz der Form  $E^* = A \cdot \epsilon^{-m} \cdot n^q$  gemacht wird. Herleitung und Form von Gl.(25) auf S.95 für die Druckkraft erhalten ihre Gültigkeit, da bei der

Integration der Druckverteilung die Drehzahl als Konstante vor das Integral gezogen wird.

Die Änderung der Funktion  $Z_p$  über der Frequenzabhängigkeit - implizit über den  $\text{tg}\delta$  - ist gering ( $Z_p$  sinkt bei 6210 DE von 1,985 auf 1,930, wenn die Drehzahl von 200 Upm auf 1200 Upm gesteigert wird). Ohne große Vernachlässigung können wir  $Z_p$  im betrachteten Drehzahlbereich als konstant annehmen. Da sich die Geometrie ebenfalls nicht ändert, gibt die aufgezeichnete Funktion weitgehend die Abhängigkeit des E-Moduls von der Frequenz wieder. Dabei kann man für jedes der untersuchten Materialien einen Wert der Dehnung finden bis zu dem die Abhängigkeit Druckkraft bzw. E-Modul - Drehzahl als linear angesehen werden kann. Der Exponent  $q$  ist dann 1. Über diesem Grenzwert der Dehnung wird die Abhängigkeit besser mit einer Potenzfunktion approximiert, wobei der Drehzahlexponent  $q$  in der Größenordnung von 0,1 liegt. Dieser Grenzwert ist natürlich keine scharfe Trennstelle, die aus physikalischen Gründen das eine Verhalten vom anderen abgrenzt, sondern der Übergang vom linearen zum gekrümmten Verlauf ist kontinuierlich.

Der Ansatz für den E-Modul gilt nur in dem angegebenen Drehzahlbereich. Insbesondere der statische Fall ( $n=0$ ) ist - wie man leicht sieht - damit nicht erfaßt. Mathematisch formal kann statisches und dynamisches Verhalten mit dem folgenden Ansatz für den E-Modul ausgedrückt werden:

$$E(\epsilon, n) = E_s(\epsilon) + B(\epsilon) \cdot n^q$$

In einigen Sonderfällen gelingt es auch, die gemessene Druckkraftkurve mit einer Näherungsgleichung entsprechend diesem Ansatz zu beschreiben, im Normalfall jedoch nicht. Aus physikalischen Gründen erscheint es nicht gerechtfertigt, dynamischen und statischen E-Modul in einer Gleichung zu beschreiben, sondern beides ist von einander zu trennen

und für jeden der beiden Module eine eigene Gleichung aufzustellen, wie es auch in Kap. 4.5.2 geschehen ist.

In Abb. 47 sind für die drei verschiedenen Belagmaterialien die Kurven  $D=f(n)$  bei unterschiedlichen Dehnungen aufgetragen.

Für das Belagmaterial 6210 DE (Abb. 47a) beginnt die Nicht-Linearität der Kurven etwa bei  $\epsilon_0=0,03$ . Bei den beiden anderen Materialien Colorprint und 561.30 (Abb. 47b) beginnt die Nicht-Linearität schon früher, und zwar bei jedem Material ab einer anderen Dehnung. Je größer der  $\text{tg}\delta$  des Belags ist, desto früher beginnt auch die Nicht-Linearität in Bezug auf die Drehzahlabhängigkeit. Anhand der Untersuchungen können folgende Richtwerte für diese Grenzverformung angegeben werden

6210 DE:  $\epsilon_{\text{grenz}} \approx 0,03 \text{ (0,04)}$

Colorprint:  $\epsilon_{\text{grenz}} \approx 0,025$

561.30:  $\epsilon_{\text{grenz}} \approx 0,015$

Ist  $\epsilon > \epsilon_{\text{grenz}}$ , so muß der E-Modul durch eine Potenzfunktion ( $q \approx 0,1$ ) beschrieben werden.

In Abb. 48a ist eine Reihe von Meßdaten  $D=f(n)$  für das Material 6210 DE aufgetragen. Die Dehnung bei allen verwendeten Walzen ist konstant gehalten. Die geometrischen Größen Durchmesser und Belagstärke sind die einzigen Parameter der Kurven. Da sie als konstante Faktoren eingehen, müssen alle Kurven den gleichen Verlauf haben. Die Abweichungen von der exakten Parallelität sind sehr gering. Auf logarithmischem Papier (Abb. 48b) haben alle Kurven die gleiche Steigung. Die beiden gesondert gezeichneten Kurven für die Walzen mit einem Durchmesser von 70 mm belegen erneut die Tatsache, daß bei getrennter Produktion Materialien mit nicht ganz identischen Eigenschaften geliefert werden können. Die Steigung  $q$  dieser beiden Kurven ist etwas größer als die der Kurven

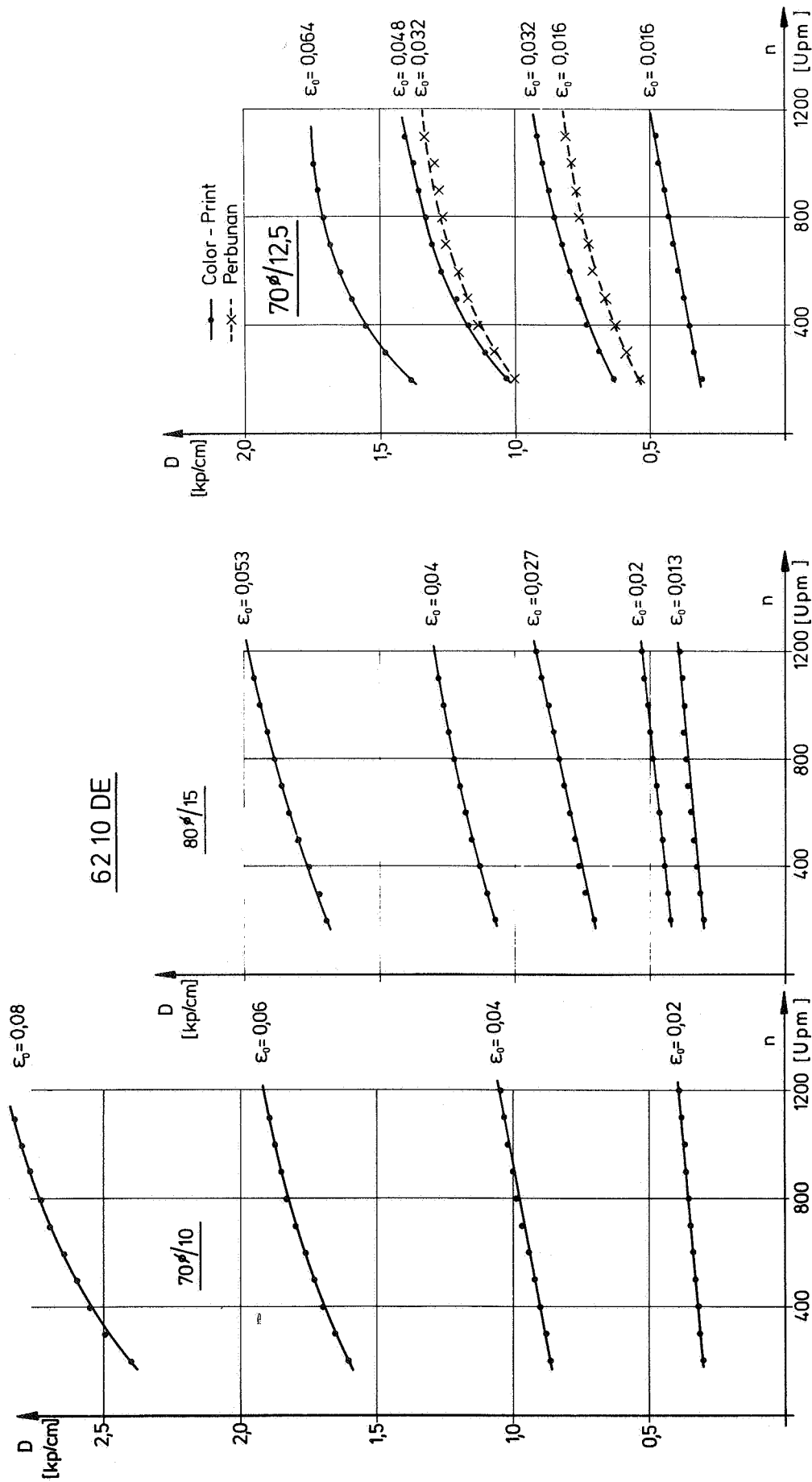


Abb. 47a Drehzahlabhängigkeit der Druckkraft beim Material 6210 DE

Abb. 47b

Drehzahlabhängigkeit der Druckkraft bei Colorprint und 561.30

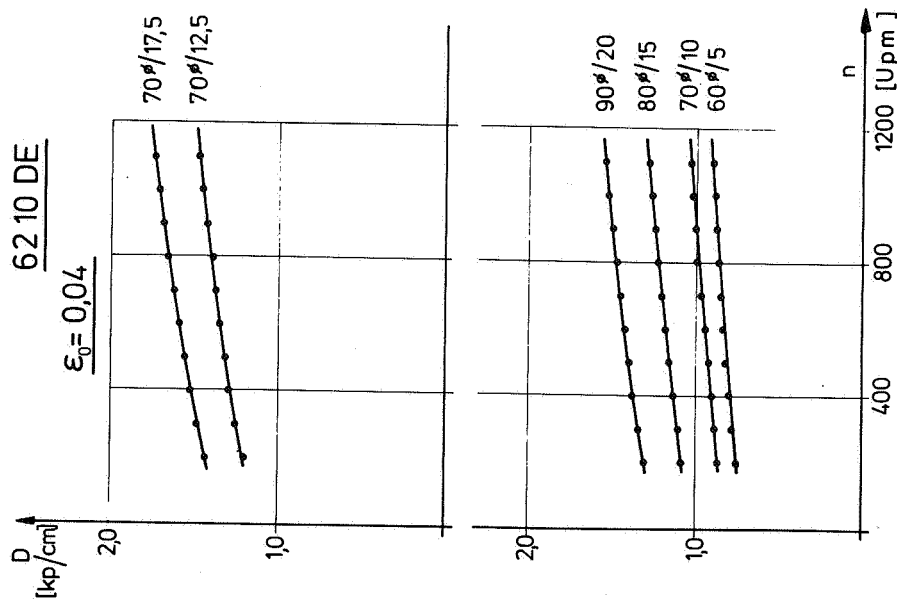


Abb 48a Druckkraft-Drehzahl  
Abhängigkeit der Walzen  
mit dem Belag 6210 DE

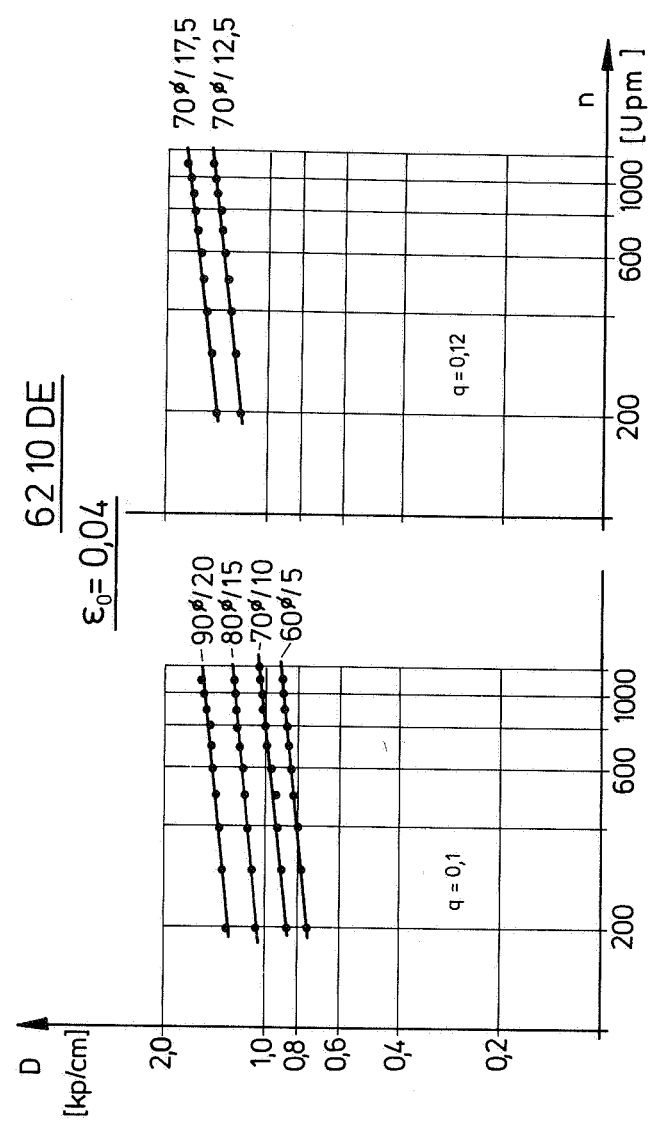


Abb. 48b Steigungen der Kurven  $D=f(n)$  auf  
logarithmischem Papier



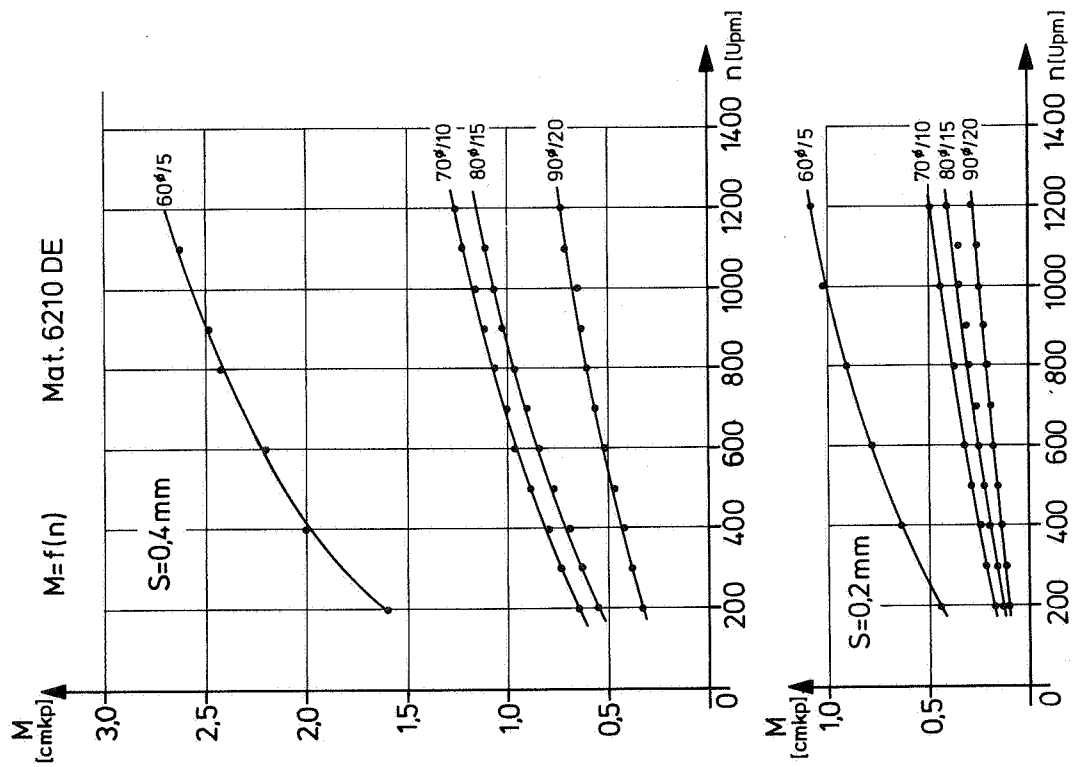


Abb 49 Drehmoment in Abhängigkeit von der Drehzahl bei 6210 DE

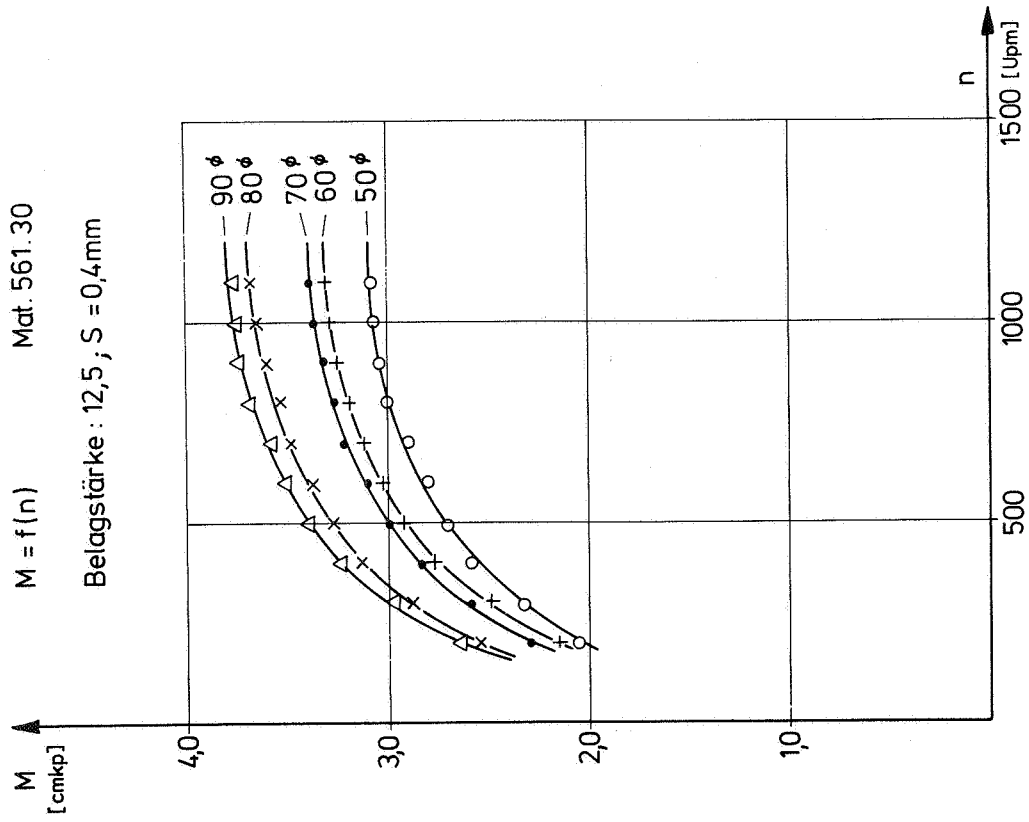


Abb. 50 Drehmoment in Abhängigkeit von der Drehzahl bei 561.30

in der Abb. 48b links. Diese beiden Walzen gehören zu dem Sortiment, das zwei Jahre nach den anderen Walzen unter gleicher Bezeichnung nachbestellt wurde. Untereinander zeigen beide Walzen jedoch gleiche Eigenschaften.

Bei all den bisherigen Überlegungen wurde der Einfluß von Änderungen des  $\operatorname{tg} \delta$  vernachlässigt gegenüber den Auswirkungen des E-Moduls. Dadurch werden keine großen Fehler verursacht. Will man dennoch diesen Einfluß berücksichtigen, so kann man aus den Materialkurven  $\operatorname{tg} \delta = f(\text{Frequenz})$  den zur jeweiligen Drehzahl zugehörigen  $\operatorname{tg} \delta$  aussuchen und mit dem gefundenen Wert die Funktion  $Z_p$  und  $Z_M$  berechnen bzw. aus den Abb. 37 bis 39 entnehmen und in die Gleichung (27a) einzusetzen. Damit ist die Möglichkeit gegeben, je nach gewünschter Genauigkeit das viskoelastische Rollmoment rechnerisch quantitativ auch für verschiedene Drehzahlen zu bestimmen.

Die Abhängigkeit der gemessenen Momente von der Drehzahl ist aus Abb. 49 und 50 ersichtlich, in der die betreffenden Meßkurven am Beispiel der beiden Belagmaterialien 6210 DE und 561.30 für mehrere Walzen eingetragen sind. Auch in diesen Diagrammen ist - wie bei der Druckkraft - deutlich zu erkennen, daß das Mischpolymerisat die unangenehme Eigenschaft einer starken Drehzahlabhängigkeit aufweist, wohingegen das Moment für Belag 6210 DE wesentlich weniger ansteigt.

Ein Vergleich mit den Materialmeßkurven (Abb. 17 und 18) zeigt, daß der Unterschied in den beiden Verhaltensweisen in erster Linie auf die Frequenzabhängigkeit des E-Moduls und in geringerem Maße auf den  $\operatorname{tg} \delta$  zurückzuführen ist.

#### 4.8 Der Schlupf

##### 4.8.1 Überlegungen zum Schlupf

Treibt eine über ihre Welle angetriebene Walze 1 eine zweite

Walze durch Mitnahme infolge Reibung an, so errechnet sich üblicherweise die Drehzahl der zweiten Walze aus der Gleichung  $n_2 = n_1 \cdot r_1 / r_2$ . Diese Beziehung - sie soll als "geometrisch" bezeichnet werden - ist hergeleitet unter der Bedingung gleicher Umfangsgeschwindigkeiten (nur Haften), kreisrunder Körper und unverformter Oberflächen. Gerade diese letzte Bedingung ist aber bei realen Materialien, die nicht ideal starr sind, nicht zu erfüllen, da diese sich beim Anpressen aufeinander sowohl radial als auch tangential verformen. Sind die beiden Walzen Stahlwalzen, so können bei nicht zu hohen Anpreßdrücken die Auswirkungen der Verformungen auf die Drehzahl vernachlässigt werden.

Ist jedoch die Walze 1 aus Stahl und Walze 2 aus Gummi, wobei der E-Modul von Gummi um einen Faktor zwischen  $10^5$  und  $10^6$  kleiner ist als der von Stahl, so können die Auswirkungen der Verformungen auf die Drehzahl der mitgenommenen Gummiwalze sicher nicht mehr außer Acht gelassen werden. Rein gedanklich kommt man zu folgenden Ergebnissen.

Die radiale Zustellung um die Strecke  $S$  führt bei fehlender tangentialer Verformung zu einer Verringerung des Abrollradius. Als Folge davon müßte die Walze 2 schneller drehen als dem geometrischen Verhältnis der unverformten Walzen entspricht.

Eine rein tangentialer Dehnung der Walzenoberfläche in der Druckzone führt zu einer Verlängerung  $+\Delta U$  des abzurollenden Umfangs. Die Gummiwalze dreht langsamer als rein geometrisch.

Eine tangentialer Stauchung der Gummioberfläche hätte den gegenteiligen Effekt, die Gummiwalze würde schneller drehen.

Genau umgekehrt wie eben beschrieben werden die Drehzahlen der mitgenommenen Walze, wenn diese aus Stahl und die über

ihre Welle angetriebene Walze aus Gummi ist.

Tritt in der gesamten Druckzone Gleiten auf, so dreht die mitgenommene Walze ebenfalls langsamer als dem geometrischen Verhältnis entspricht.

Die beschriebenen Abweichungen von der geometrisch errechenbaren Drehzahl werden als Schlupf bezeichnet, wobei man noch zur Unterscheidung der Schlupfursache von Verformungsschlupf - auch Dehnschlupf oder Formänderungsschlupf genannt - und Gleitschlupf spricht. Der Schlupf ist definitionsgemäß auf die Drehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeit der antreibenden Walze bezogen.

$$s = \frac{r_1 \cdot \omega_1 - r_v \cdot \omega_v}{r_1 \cdot \omega_1} \quad (29)$$

Daraus folgt, daß der Schlupf positiv ist, wenn die antreibende Walze schneller als die durch Friktion mitgenommene Walze läuft, und er ist negativ im umgekehrten Fall.

Nun wird - wie man sich gut vorstellen kann - die tangentielle Verformung in der Druckzone ebensowenig über deren Breite konstant sein, wie es die radiale Verformung ist. Letztere ist durch die Eindringtiefe und die Kontur der Stahlwalze vorgegeben. Die tangentielle Verformung in der Druckzone, die bei fehlenden äußeren Tangentialkräften entsteht, ergibt sich nur durch die Querverschiebung des Materials infolge der Druckverteilung. Wegen der Berührung unter Druck mit der Stahlwalzenoberfläche, wird diese Dehnung an der Oberfläche behindert. Dies gelingt solange, bis die tangentielle Randspannung eine größere Kraft erzeugt als das Produkt  $P \cdot \mu$  ergibt. Dann erst kann sich die Gummiwalze innerhalb der Druckzone tangential verformen. Am Anfang und Ende der Druckzone ist die Normalkraft am kleinsten, der Quotient  $q(x)/p(x)$  geht gegen unendlich. Da der Reibkoeffizient  $\mu$  aber einen endlichen Wert hat, muß die tangentielle Verschiebung dort

stattfinden. In der Mitte, wo die Druckverteilung ihr Maximum hat, wird Haften vorliegen, die bis dahin entstandene Verformung wird beibehalten und ist auch verantwortlich für die Drehzahl der getriebenen Walze.

Da die Behinderung der tangentialen Verschiebung durch die Haftkraft eine Erhöhung der tangentialen Randspannung zur Folge hat, ist es möglich, daß in Mikrobereichen auch in der Mitte der Druckzone Gleiten auftritt und noch zusätzliche Dehnungen erfolgen.

Diese hier geschilderten Vorgänge erschweren Rechnung und Messung. Die jeweilige Größe der Reibzahl  $\mu$  ist maßgebend für das Auftreten von Gleit- und Haftgebieten. Sie bei den Messungen genau konstant zu halten, ist nur annäherungsweise möglich. Eine meßtechnische Untersuchung der Vorgänge im Mikrobereich ist wegen der schnellen Änderungen von Gleit- in Haftzonen wohl außerordentlich schwierig. Daher können nur die makroskopischen Auswirkungen in Form von Drehzahländerungen erfaßt werden. Die Form der tangentialen Verschiebungsverteilung in der Druckzone ist daher unbekannt, eine Rechnung, wie sie für die radiale Richtung mit einem viskoelastischen Modell durchgeführt wurde, ist nicht möglich, da weder Spannung noch Verformung als bekannt vorgegeben werden können.

Sofern in der Druckzone die Haftung nicht so groß ist, daß sie jegliche tangential Verformung an der Oberfläche verhindert, muß notwendigerweise aus Gründen des Kräftegleichgewichts Gleiten in Teilbereichen auftreten.

Die bisherigen Überlegungen in Bezug auf den Schlupf und die Schlupfursachen sind allgemeiner Natur und sagen daher noch nichts über die tatsächlich auftretenden Gegebenheiten aus. Die Erfahrung aus der Praxis zeigt, daß bei der Kombination angetriebene Stahl- und durch Friktion mitgenommene Gummiwalze die letztere langsamer dreht als dem geometri-

schen Durchmesser Verhältnis entspricht. Der Schlupf ist i. allg. positiv, solange das Belagmaterial als weitgehend inkompressibel gelten kann. Da wegen des hohen Haftreibungskoeffizienten zwischen Gummi und Stahl Gleiten in dem maßgebenden Bereich der Druckzone ausgeschlossen werden kann, folgt daraus, daß die Oberfläche gedehnt werden muß.

Ist der Belag der Gummiwalze jedoch kompressibel - z.B. ein luftgepolstertes Gummituch - so treten negative Schlupfwerte auf. Die Walze mit dem kompressiblen Belag dreht schneller als nach der Übersetzungsgeometrie möglich. In diesem Falle muß eine Materialstauchung in der Druckzone existieren oder der Abrollradius ( $r_v - s$ ) wirksam werden. Damit kommt eine neue Größe, nämlich die Querkontraktionszahl  $\nu = \epsilon_q / \epsilon_l$  mit in die Überlegungen, wobei  $\epsilon_q$  die Verformung quer zur Lastrichtung und  $\epsilon_l$  diejenige in Lastrichtung ist.

Ein inkompressibles Material ( $\nu = 0,5$ ) hat definitionsgemäß die größte Querdehnung. Bei einem idealen Material mit  $\nu = 0$  gibt es keine Querdehnung. Die Volumenzunahme bei Zug bzw. die Volumenabnahme bei Druck entspricht dann der Verformung in der Beanspruchungsrichtung. Innerhalb des Gültigkeitsbereichs des Hooke'schen Gesetzes gilt nämlich für die Volumenänderung bei eindimensionalem Spannungszustand:

$$\frac{\Delta V}{V} = (1 - 2\nu) \cdot \epsilon$$

Daraus die Folgerung zu ziehen, man brauche nur ein Material zu finden mit einer Poisson'schen Querkontraktionszahl von Null, damit kein Schlupf mehr auftritt, ist nicht ausschließlich richtig. Sowohl die Messungen als auch die Theorie /32/ zeigen, daß es speziell für den Fall der verformten Gummiwalze eine Poisson-Zahl zwischen Null und 0,5 geben muß, bei der die tangentielle Verformung ebenfalls verschwindet.

Anzumerken wäre auch, daß in der linearen Viskoelastizitätstheorie entsprechend dem komplexen E-Modul auch eine kom-

plexe Poisson-Zahl  $\nu^*$  verwendet werden muß /3/, über deren Zahlenwert keine Unterlagen vorliegen.

#### 4.8.2 Die Schlupfgleichungen

Aus der Definitionsgleichung des Schlupfes kann man den für die Auswertung der Messungen wichtigen Zusammenhang zwischen Schlupf und gemessenem Drehzahlverhältnis herleiten. Durch den Schlupf wird die Abweichung vom reinen Rollen ausgedrückt:

$$s = \frac{\omega_{v0} - \omega_v}{\omega_{v0}} \quad (30)$$

Dabei ist  $\omega_{v0}$  die Winkelgeschwindigkeit der Gummiwalze, die sich bei reinem Rollen mit  $s=0$  ergäbe und  $\omega_v$  die tatsächliche Winkelgeschwindigkeit bei der Anstellung  $s>0$ .  $\omega_{v0}$  errechnet sich aus der Rollbedingung:

$$\omega_{v0} \cdot r_v = \omega_1 \cdot r_1$$

Geht man damit in die Gleichung (30) für den Schlupf, so erhält man die Beziehung zum gemessenen Drehzahlverhältnis

$$s = 1 - \frac{\omega_v \cdot r_v}{\omega_1 \cdot r_1} \quad (30a)$$

Das gemessene Drehzahlverhältnis  $a$  enthält die Anzahl  $q$  der vom Drehwinkelgeber pro Umdrehung abgegebenen Impulse

$$a = \frac{n_1 \cdot q_1}{n_v \cdot q_v}$$

Damit erhält man die Auswertegleichung

$$s = 1 - \frac{q_1 \cdot r_v}{a \cdot q_v \cdot r_1} \quad (30b)$$

Bei den Messungen betrug  $q_1=24.000$  Imp./Umdrehung und  $q_v=1$  Imp./Umdrehung. Die Auswertegleichung (30b) ist außerordentlich empfindlich auf geringfügige Änderungen im

Radienverhältnis. Da gerade der Radius der Gummiwalze nur innerhalb eines gewissen Toleranzbereichs feststellbar ist, überträgt sich diese Toleranz in stärkerem Maß auch auf den errechneten Schlupf.

Für ein Dreiwalzen-System ist ein Schlupf nur sinnvoll definierbar, wenn beide Stahlwalzen exakt die gleiche Umfangsgeschwindigkeit haben. Den Schlupf kann man nicht für eine Berührstelle definieren, denn die Gummiwalze dreht auch im Dreiwalzen-System nur mit einer Drehzahl, es ergibt sich folglich nur ein Drehzahlverhältnis, das in Gleichung (30b) einzusetzen ist. Bei zwei unterschiedlichen Radien der Stahlwalzen ergäben sich jedoch zwei Schlupfwerte.

Die Beziehungen zwischen dem Schlupf und der für die Drehzahl der Gummiwalze maßgebenden Dehnung ergibt sich aus der folgenden Herleitung.

Es gelte die Annahme, daß beide Walzen in einem Zweiwalzen-System ohne tangentielle Vorverformung in die Druckzone eintreten. Zu Beginn der Druckzone wird das Bogenelement der Gummiwalze  $l_v$  um das Stück  $dl_v$  und ein Bogenelement der Stahlwalze  $l_1$  um  $dl_1$  gedehnt.

Außerhalb der Druckzone gilt für die Stahlwalze  $r_1 \cdot \omega_1 = l_1/t$ . In der Druckzone muß das verformte Element  $l_1 + dl_1$  bzw.  $l_v + dl_v$  in gleicher Zeit - wegen der stationären Drehung der Walzen - wie das einlaufende Umfangsstück seinen Weg zurücklegen.

$$v_1 = \frac{l_1 + dl_1}{t} = \frac{l_1 (1 + \epsilon_{t1})}{t} = r_1 \cdot \omega_1 (1 + \epsilon_{t1}) \quad (31)$$

Das gleiche gilt für die Gummiwalze.

$$v_v = \frac{l_v + dl_v}{t} = \frac{l_v}{t} (1 + \epsilon_{tv}) = r_v \cdot \omega_v (1 + \epsilon_{tv}) \quad (31a)$$

Im Haftfall müssen beide Umfangsgeschwindigkeiten in der Druckzone gleich sein. Setzt man  $r_1 \cdot \omega_1 = r_v \cdot \omega_v$  so ergibt



sich:

$$\frac{\omega_{v_0}}{\omega_v} = \frac{1 + \epsilon_{tv}}{1 + \epsilon_{t1}} \quad (31b)$$

Da die Dehnung der Gummiwalze  $\epsilon_{tv}$  weitaus größer als die der Stahlwalze  $\epsilon_{t1}$  ist, läßt sich an Gleichung (31b) gut erkennen, daß infolge der Dehnung die tatsächliche Winkelgeschwindigkeit  $\omega_v$  kleiner  $\omega_{v_0}$  wird. Diese Aussage entspricht der Erfahrung und den Messungen.

Die gesuchte Beziehung zwischen Dehnung und Schlupf findet man durch Einsetzen von (31b) in (30a). Es wird im Haftfall

$$s = \frac{\epsilon_{tv} + \epsilon_{t1}}{1 + \epsilon_{tv}} \approx \frac{\epsilon_{tv}}{1 + \epsilon_{tv}} \approx \epsilon_{tv} \quad (32)$$

Im allgemeinen Fall, d.h. wenn auch Gleiten auftritt, ist  $v_1 \neq v_v$ .

Die allgemeine Gleichung für den Schlupf erhält man, indem die Gleichungen (31) und (31a) in die Gleichung für die Gleitgeschwindigkeit  $v_g = v_1 - v_v$  eingesetzt werden. Die algebraische Subtraktion der örtlichen Geschwindigkeitsvektoren ist hier zulässig, da beide in der Druckzone parallel sind. Es ergibt sich

$$v_g = r_1 \cdot \omega_1 (1 + \epsilon_{t1}) - r_v \cdot \omega_v (1 + \epsilon_{tv})$$

und nach Umformen

$$\frac{r_v \cdot \omega_v}{r_1 \cdot \omega_1} = \left( 1 + \epsilon_{t1} - \frac{v_g}{r_1 \cdot \omega_1} \right) / (1 + \epsilon_{t1})$$

Setzt man diesen Ausdruck in Gleichung (30a) für den Schlupf ein, so erhält man

$$s = \left( \epsilon_{tv} - \epsilon_{tv} + \frac{v_g}{r_1 \cdot \omega_1} \right) / (1 + \epsilon_{tv}) \quad (33)$$

Für reines Haften wird die Gleitgeschwindigkeit Null, man erhält direkt Gleichung (32).

Gleiten in der Druckzone auch in Mikrobereichen führt zu einem zusätzlichen Anteil am Energieverlust, der durch das Antriebsmoment gedeckt werden muß. Das Moment infolge Gleitreibung in der Druckzone ist nicht in Gleichung (15) berücksichtigt. Nach einer Untersuchung von Tabor /42/ ist dieser Energieverlust klein, jedoch existieren keine direkten Messungen darüber.

#### 4.8.3 Der Schlupf in der Literatur

Bereits Reynolds /39/ entdeckte 1876 in einfachen Rollversuchen folgendes: Rollt man eine Stahlwalze auf einer Gummi-ebene einmal ab, so ist der zurückgelegte Weg kürzer als der Walzenumfang. Rollt man hingegen eine Gummiwalze auf einer Ebene aus Stahl einmal ab, so ist der zurückgelegte Weg länger als der Umfang der Gummiwalze. Die Ursache für diese Beobachtung schrieb er der Dehnung des Gummis zu. Reynolds stellte schon fest, daß ein Haftgebiet von zwei Gleitgebieten umgeben ist.

Seit damals wurden zahlreiche theoretische und experimentelle Untersuchungen über die Vorgänge in der Druckzone durchgeführt. Dabei muß man streng unterscheiden, ob die getriebene Walze ein äußeres Drehmoment übertragen muß - wie z.B. bei Reibradantrieben - oder leer mitläuft. Alle theoretischen Berechnungen der tangentialen Verschiebung beruhen auf der Elastizitätstheorie und damit auf der Hertz'schen Theorie. Betrachtet man die zeitliche Abhängigkeit der Materialwerte für das Schlupfproblem als untergeordnet, so kann man versuchen, diese Theorie und die Meßwerte miteinander zu vergleichen. Man muß dabei die errechnete Dehnung im richtigen Punkt der Druckzone - nämlich an einer Stelle im Haftgebiet - zugrundelegen und nicht etwa einen Mittelwert aus der tangentialen Dehnungsverteilung.

Fromm /22/ ermittelte für den ebenen Verformungszustand die elastischen Deformationen bei der Einwirkung von Einzelkräften und verteilten Kräften für Walzen mit gleichen und ungleichen elastischen Konstanten. Zur Lösung seiner Integralgleichungen muß er für Kern und Störfunktion Annahmen über die Einteilung der Druckzone in Haft- und Gleitgebiete machen, wobei er das Haftgebiet an den Einlauf und das Gleitgebiet an der Auslaufseite vorsieht. Diese Einteilung entspricht nicht den heutigen Vorstellungen über die Vorgänge in der Druckzone zwischen einer Gummi- und einer Stahlwalze. Fromm selbst stellte fest, daß die "beträchtlichen numerischen Abweichungen" zwischen Experiment und Rechnung noch einer Klärung bedürfen.

Bufler /20/, /21/ stellte die allgemeinen Bestimmungsgleichungen für Druck- und Schubverteilung sowie für den Schlupf, den er aus den Dehnungen nach Gleichung (33) errechnet, auf. Die geschlossenen Lösungen werden für drei Sonderfälle aufgestellt: 1) Gleiten im gesamten Berührgebiet 2) Haften im gesamten Berührgebiet und 3) teilweises Gleiten und teilweises Haften bei Walzen am gleichen Werkstoff. Bei Fall 3 ist die Berührzone in Gleitgebiete an Ein- und Auslauf und ein Haftgebiet in der einlaufenden Hälfte der Druckzone unterteilt.

Die am ehesten auf Farbwerkswalzen anwendbare Theorie stammt von Hannah /23/ und den auf dieser Veröffentlichung aufbauenden Arbeiten von Parish /34/, /35/ und Miller /32/, /33/. In /23/ werden erstmals die Gleichungen für Spannungen und Dehnungen wiedergegeben, wenn einer der Zylinder eine dünne ( $d \ll 2 \cdot r$ ), elastische Schicht trägt.

Ausgehend von den Gleichungen für eine Einzelkraft auf einer elastischen Schicht errechnet Hannah die Druckverteilung, die für die vorgegebene Radialverformung notwendig ist. Die Rechnung ist für den allgemeinen ebenen Spannungszustand

durchgeführt. Daneben ergibt sich eine Gleichung für die Druckzonenbreite, in der die Schichtdicke berücksichtigt ist. Die Gleichung ist angegeben mit:

$$a = C_1(K) \cdot a_H \quad (34)$$

Die Funktion  $C_1(K)$  beinhaltet über das dimensionslose Argument  $K=a/4 \cdot d$  die Belagstärke  $d$ . Die Zahlenwerte von  $C_1(K)$  können für  $d \rightarrow \infty$ , also  $K=0$ , höchstens eins werden. Das bedeutet, daß die Druckzonenbreiten  $a$  immer kleiner als die nach Hertz errechneten Druckzonenbreiten  $a_H$  werden.

Parish /34/ hat die Beziehung (34) für den ebenen Verformungszustand nachgeprüft, indem er die Druckverteilungen zwischen einer Gummi- und einer Stahlwalze aufzeichnete und daraus die Druckzonenbreiten bestimmte. Zur Berechnung der Hertz'schen Druckzonenbreiten  $a_H$  benutzte er den E-Modul aus den Härtemessungen und die Integration der Druckverteilung als Kraft. Für  $\nu=0,5$  ergaben sich  $C_1(K)$ -Werte zwischen 0,5 und 0,8. Die gemessenen Druckzonenbreiten von Parish liegen sogar noch unter den nach Gleichung (34) gerechneten.

Diese Ergebnisse stehen im Widerspruch zu denen aus Kapitel 4.4 (vgl. Abb. 28 und 29), in dem gezeigt wird, daß die gemessenen Druckzonenbreiten über den nach Hertz gerechneten liegen.

In den Arbeiten von Miller und Parish sind auch Gleichungen für die tangentielle Randdehnung angegeben. Aus ihnen folgt, daß für homogene Walzen aus einem Material mit  $\nu=0,5$  die Oberfläche innerhalb der Druckzone nicht gedehnt wird. Zu dem gleichen Ergebnis kommen Bental/Johnson /18, 19/.

Für eine beschichtete Walze jedoch ergeben sich tangentielle Randdehnungen, die sich für die Mitte der Druckzone nach

Parish /34/ für  $\nu=0,5$  aus der Gleichung

$$\frac{\partial u}{\partial x} \Big|_0 = \frac{6P}{\pi \cdot E \cdot a_s} \cdot \psi(K, X) \quad (35)$$

ausrechnen lassen. Die Funktion  $\psi(K, X)$  ist für die Stelle  $X=2x/a=0$  (Koordinatenursprung in der Mitte der Berührzone) nach /34/ über  $K$  aufgetragen (Abb. 51). Die  $K$ -Werte für die hier durchgemessenen Walzen liegen im Anstellungsbereich zwischen 0,06 und 0,44, wenn die Druckzone aus der Geometrie gerechnet wird. Für  $K < 0,2$  ist die Funktion  $\psi(K, x)$  von der Koordinate nahezu unabhängig, wohingegen für  $K=1$  sogar eine Stauchung am Ende der Druckzone auftritt.

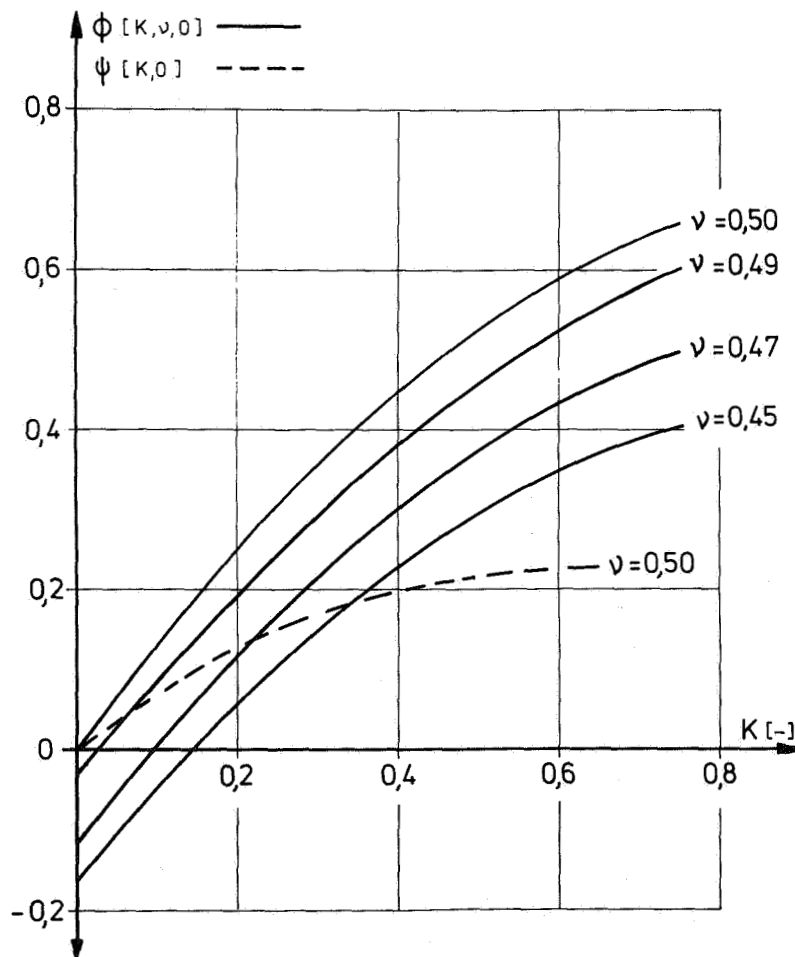


Abb. 51 Die Funktionen  $\psi$  und  $\phi$  nach Parish und Miller in Abhängigkeit von  $K=a/4d$

In Gleichung (35) kann bei bekanntem E-Modul eine gemessene Druckkraft eingesetzt werden. Da aber der wirksame E-Modul aus den Druckkraftmessungen ermittelt wird, empfiehlt es sich, E mit Hilfe von Gleichung (25a) zu eliminieren. Es ergibt sich:

$$\frac{\partial u}{\partial x} \bigg|_0 = \frac{6}{\pi^2} \cdot Z_P \left( \frac{S}{d} \right)^{1-m} \cdot \psi(K, 0) \quad (35a)$$

Die tangentiale Dehnung in der Mitte ist damit in Abhängigkeit von der Anstellung geschrieben. Die Materialeigenschaften sind durch  $Z_P$  und  $m$  repräsentiert, ansonsten enthält die Gleichung nur geometrische Größen. Die Gleichung (35a) wurde für einige Beispiele ausgewertet. Grundsätzlich ist es gleichgültig, ob man Gleichung (35) verwendet und die gemessenen Druckkräfte bei richtigem E-Modul einsetzt, oder ob die tangentiale Dehnung aus Gleichung (35a) ermittelt wird.

Solange Gl.(12) von S.67 für die Druckkraft die Meßwerte genau wiedergibt, sind die Ergebnisse von Gl. (35) und (35a) gleich. Ein etwa auftretender Unterschied bei der Benutzung von Gleichung (35) und (35a) in einer Schlupfberechnung spiegelt also nur die Abweichungen zwischen Druckkraftmessung und Druckkraftberechnung bzw. einen falschen E-Modul wieder.

Bei der Benutzung von Gleichung (35a) umgeht man die Schwierigkeit, den E-Modul kennen zu müssen. Die gleiche Überlegung ist für die Gleichungen (36) und (36a) weiter unten gültig.

Ziel der folgenden Untersuchung ist es zu prüfen, ob die Gleichungen qualitativ den gemessenen Schlupfverlauf wiedergeben. Da der Schlupf nur unter Vernachlässigung des Gleitens nach Gleichung (32) ungefähr gleich der tangentialen Dehnung ist, kann man keine genaue qualitative Übereinstimmung erwarten, zudem der Ort der für den Schlupf wirksamen Dehnung in der Druckzone nicht bekannt ist, die Rechnung aber für die Dehnung in der Mitte gilt.

Miller /32/ gibt für die tangential Dehnung folgende Gleichung an:

$$\frac{\partial u}{\partial x} /_0 = \frac{1}{E} \cdot \sqrt{\frac{P \cdot E}{\pi \cdot R^x}} \phi(K, \nu, x) \quad (36)$$

oder mit Hilfe von Gleichung (25a) umgeformt

$$\frac{\partial u}{\partial x} /_0 = \sqrt{\frac{8 \cdot Z_P}{\pi^2} \cdot \frac{S}{a_s} \cdot \epsilon^{1-m}} \phi(K, \nu, x) \quad (36a)$$

Gleichung (35) und (36) können mit Hilfe von Gleichung (34) ineinander überführt werden. Die Funktion  $\phi(K, \nu, x)$  ist ebenfalls in Abbildung 51 eingetragen, wobei  $\nu=0,5$ ;  $0,47$  und  $0,49$  bei  $x=0$  eingesetzt wurde. Die Werte stammen aus /32/.

Da Gleichung (34) in der vorliegenden Arbeit nicht verifiziert werden konnte, ergaben Gleichung (35a) und (36a) bei der Rechnung unterschiedliche Zahlenwerte.

Die Arbeit von Miller /32/ ist deshalb interessant, weil aus ihr der Einfluß der Kompressibilität - ausgedrückt durch die Poisson'sche Querkontraktionszahl  $\nu$  - auf die tangential Dehnung gut abgelesen werden kann. Die Ergebnisse der Rechnung nach der Arbeit von Miller werden zusammen mit den Messungen diskutiert.

Einen anderen Weg bei der Berechnung von Spannungen und Verformungen in der Berührzone zweier Walzen als Hannah und die darauf aufbauenden Autoren schlagen Bental/Johnson /18/, /19/ ein. Ausgangspunkt ist zwar auch hier die elastische Kontakttheorie für den ebenen Verformungszustand. Bental und Johnson berücksichtigen jedoch, ebenso wie Fromm und Bufler die Reibungsverhältnisse in der Druckzone. Sie berechnen in /19/ Druck- und Schubspannungsverteilung  $p(x)$  und  $q(x)$  für den unendlichen Halbraum aus der vorgegebenen Verformung durch Lösung von Integralgleichungen. Das errechnete Verhältnis  $q(x)/p(x)$  wird verglichen mit vorkommenden Reibungskoeffizienten  $\mu$ . Durch dessen Größe ist die Ausdehnung

der Mikro-Gleitgebiete in der Druckzone bestimmt. Da nach Angaben der beiden Autoren  $\mu \approx 1$  ist, sind die Gleitgebiete klein. Sie liegen in Ein- und Auslauf, das Haftgebiet ist zentral.

Bei der Kombination eines inkompressiblen Materials - wie einige unserer Elastomere - mit einer starren Walze verschwindet die Wechselwirkung zwischen  $q(x)$  und  $p(x)$ . Man erhält die Hertz'sche Druckverteilung. Die tangentialen Dehnungen werden Null.

Unter Hinweis auf die Ergebnisse von Reynolds erkennen beide Autoren, daß ihre Theorie aus /19/ bezüglich der tangentialen Dehnung nicht auf Walzen mit einem Gummibelag anwendbar ist. Das gleiche gilt für alle theoretischen Untersuchungen auf der Basis des elastischen Halbraumes. Bental/Johnson begründen die Abweichungen erstens damit, daß die Druckzonenbreite bei Gummi nicht als klein gegenüber dem Radius angegeben werden kann und Effekte zweiter Ordnung berücksichtigt werden müßten und zweitens damit, daß die Theorie der unendlichen Halbebene (auch unendliche Dicke) nicht auf eine dünne Gummischicht anwendbar ist. Damit stimmen sie mit Hannah überein.

In einer weiteren Arbeit /18/ haben sie daher Spannungen und Dehnungen in einem elastischen Streifen, der in der Druckzone zweier starrer Walzen liegt, untersucht (Bei sehr dünnen Streifen kann man jedoch die Walzen nicht länger als starr ansehen).

In diesem Fall ist die Verformung nur von der Poisson-Zahl des Belags beeinflußt. Die angegebenen Gleichungen verlangen jedoch, daß das Material in der Berührzone begrenzt bleibt und komprimiert wird. Für ein inkompressibles Material ist das unmöglich und daher werden dafür neue Lösungen angegeben. Eine Überprüfung dieser Lösung im Vergleich mit den



Messungen war leider nicht möglich, da Gleichung (28) in /18/ offensichtlich einen Fehler enthält.

Aus experimentellen Arbeiten über das Problem der Berührzone erwartet man Aufschluß über die tatsächliche Verteilung von Schub- und Druckspannung, über die tangentielle Verformungsverteilung und damit Aufschluß über die Größe von Haft- und Gleitgebieten.

Spengos /40/ erforschte mit einer in die Stahlwalze eingebauten Tastspitze, die auf einen piezoelektrischen Geber wirkt, die Druck- und Tangentialkraftverteilung zwischen Stahl- und Gummiwalze hauptsächlich aber bei gebremstem Gummirad. Die tangentielle Verschiebung wird mit einer in der Stahlwalze federnd gelagerten Nadel, deren Bewegung berührungslos von einem magnetischen Geber erfaßt wird, gemessen. Meßergebnisse darüber sind nur für verschiedene Bremskräfte an der Gummiwalze aufgeführt. Aber auch hier existiert in der Mitte ein Haftgebiet.

Die gleichen Messungen mit eingebauten Gebern führten Brink /198/ und George u.a. /123/ durch, wobei die Gummiwalze jedoch nicht gebremst wird.

Mit optischen Mitteln untersucht Kornmann /131/ die Vorgänge in der Berührzone. Die Gummiwalze ist stirnseitig und am Umfang mit einem Meßgitter versehen, dessen Verformung in der Druckzone über eine Acrylwalze fotografiert wird. Kornmann stellt Dehnungen bis 4% und Stauchungen bis 2% im Bereich der Berührzone bei Druckzylinderaufzügen fest. Bei Gummiwalzen mit einer Belagstärke von 23 mm treten jedoch nur Dehnungen auf.

Mit Hilfe der Spannungsoptik geht Bauerfeind /117/ den Vorgängen in der Kontaktzone nach. Ihn interessiert jedoch weniger das leer mitlaufende, sondern mehr das einen weiteren Verbraucher treibende Gummirad.

Die zahlreichen Untersuchungen und die Vielfalt der angewandten Meßmethoden beweisen, welch großes Interesse in allen Bereichen den Vorgängen in der Druckzone entgegengebracht wurde. Um so erstaunlicher daher ist es, daß noch keine anwendbare Gleichung existiert, die auch quantitativ die Meßwerte richtig wiedergibt.

#### 4.8.4 Meßwerte für den Schlupf und Vergleiche mit Rechenwerten

Die Ergebnisse aus den Schlupfmessungen sollen wie bisher üblich in Diagrammen als Funktion der Anstellung wiedergegeben werden. Abb. 52 zeigt die Schlupfkurven für die Gummiwalzen mit dem Belag 6210 DE, Abb. 53 diejenigen für Colorprint und 561.30. Mit zunehmender Belagstärke sinkt der Schlupf (Abb. 52). Diese Tendenz bestätigt das Ergebnis aus der Theorie, nach dem die tangentielle Dehnung bei einer homogenen Vollgummiwalze - was in der Theorie der unendlichen Halbebene entspricht - gegen Null geht. Daß der kleinere Schlupf bei dicken Belägen nicht nur auf die geringere Druckkraft zurückzuführen ist, beweist Abb. 54, in der der Schlupf über die Druckkraft aufgetragen ist, und aus der hervorgeht, daß bei gleicher Druckkraft die Walze 90/20 den kleinsten Schlupf ergibt.

Die Bedeutung der Belagstärke - nicht nur in der Theorie - wird aus Abb. 53 deutlich. Alle Walzen mit dem Belag 561.30 haben bei gleicher Belagstärke den gleichen Schlupf. Wegen des Durchmesserinflusses auf die Druckkraft gibt es bei Abb. 55 Unterschiede in den Schlupfkurven.

Richtet man beim Betrachten der Schlupfdiagramme sein Augenmerk auf einen Vergleich der Materialien untereinander, so erweist sich der Belag 561.30 als derjenige, der den kleinsten Schlupf - auch bei gleichen Druckkräften - verursacht. Dieses Verhalten muß im Zusammenhang mit den Hohlräumen

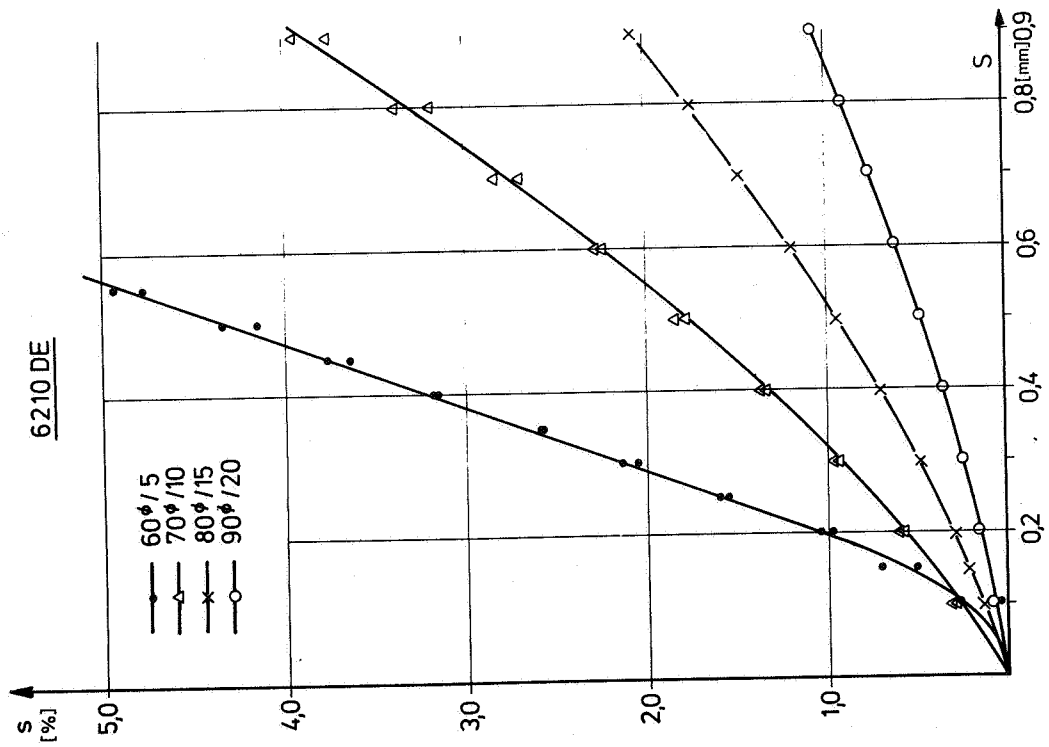


Abb. 52 Der gemessene Schlupf als Funktion der Anstellung

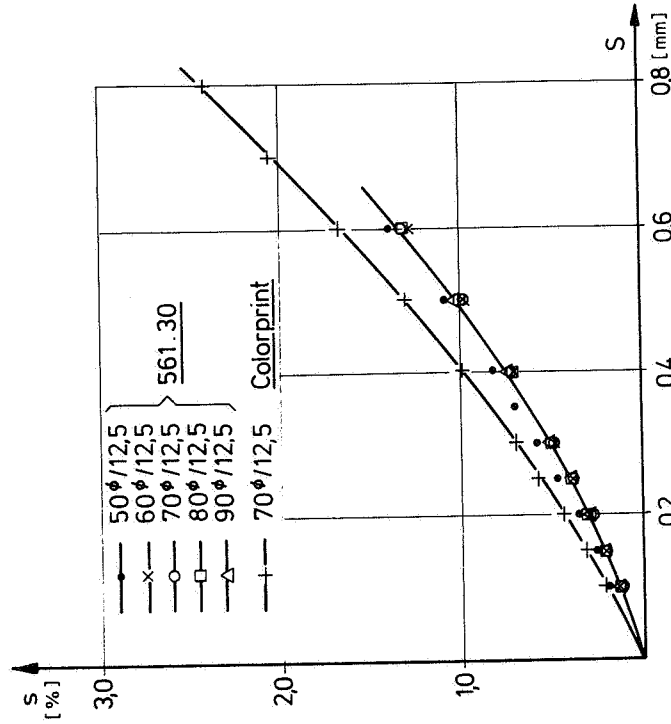


Abb. 53 Der gemessene Schlupf als Funktion der Anstellung

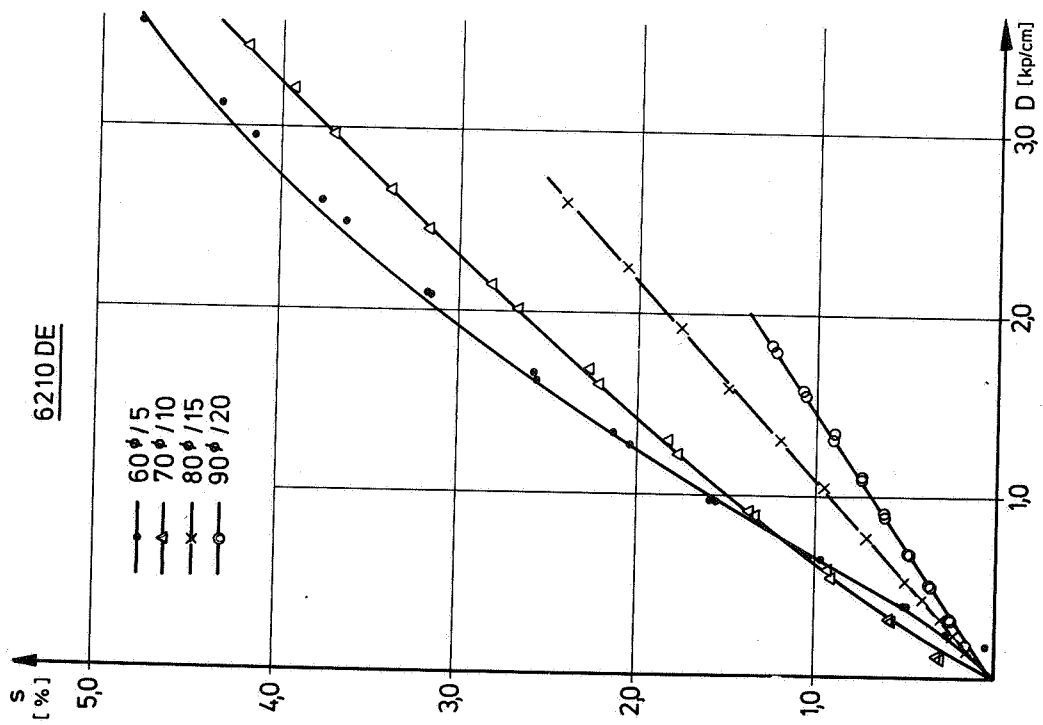


Abb. 54 Druckkraftabhängigkeit des Schlupfes bei 6210 DE

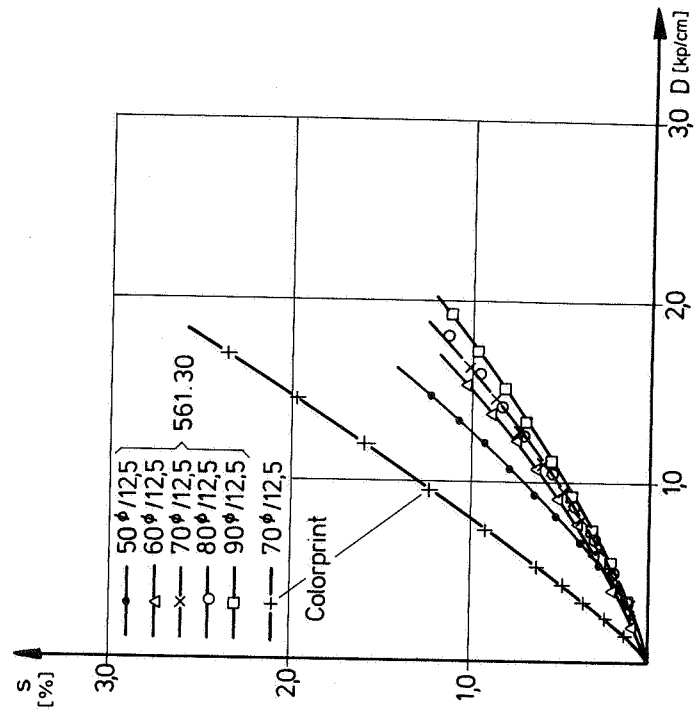


Abb. 55 Druckkraftabhängigkeit des Schlupfes bei Colorprint und 561.30

stehen, die bei der mikroskopischen Untersuchung in der oberen Schicht dieser Beläge entdeckt wurden. Dadurch kann das Material nicht mehr als rein inkompressibel gelten.

Um dem Einfluß der Kompressibilität auf die Dehnung noch etwas eingehender nachzugehen, wurde eine Walze mit 12 mm Schaumgummibelag und einer 2 mm starken, glatten Schicht an der Oberfläche in das Versuchsprogramm aufgenommen. Dieser Walzenbelag ist mit Sicherheit kompressibel, die Hohlräume sind makroskopisch und gut sichtbar. Das Ergebnis der Schlupfmessungen an der Schaumstoffwalze ist in Abb. 56 zu sehen. Der Schlupf ist im Meßbereich negativ. Verfolgt man den Kurvenverlauf des Schlupfes über den im Diagramm gezeigten Verlauf hinaus, so hat dieser ein Minimum, bleibt aber bis zu Anstellungen von 2 mm (ca. 15% der Belagstärke) negativ. Dies ist aus der Druckkraftabhängigkeit in Abb. 56 zu erkennen, bei der noch weitere Meßpunkte für höhere Anstellungen aufgenommen wurden. Auch bei Berücksichtigung der Anstellung für den Abrollradius in Gleichung (30b)

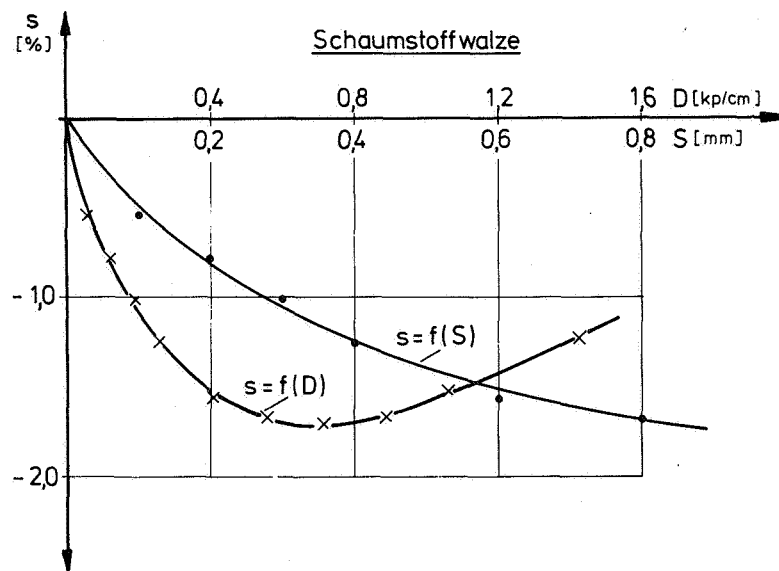


Abb. 56 Negativer Schlupfverlauf bei einem Schaumstoffbelag

bleiben die errechneten Schlupfwerte negativ. Daraus folgt, daß bei stark kompressiblen Walzen eine Stauchung in der Druckzone auftreten muß.

Ein Blick auf Abb. 51 zeigt, daß die das Vorzeichen der Dehnung bestimmende Funktion  $\phi(K, \nu, o)$  mit abnehmender Poisson-Zahl kleiner wird und für dicke Walzenbeläge (kleines  $K$ ) sogar negativ. Um sowohl qualitativ als auch quantitativ eine Vorstellung von den nach den Gleichungen (35a) und (36a) gerechneten Dehnungen zu erhalten, wurden diese für einige Walzen ermittelt und zum Vergleich mit den jeweiligen Meßergebnissen aufgetragen (Abb. 57 und 58).

In Abb. 57 wurden für 3 Walzen mit dem Belagmaterial 6210 DE die Dehnungen für  $\nu=0,5$  aus Gleichung (36a) errechnet. Die Abhängigkeit von der Anstellung wird richtig wiedergegeben. Im Falle der Walze 70/10 ergibt sich sogar quantitativ eine sehr gute Übereinstimmung. Die Abweichung zwischen Rechnung und Messung in den beiden anderen Fällen ist tragbar, zudem, wenn man bedenkt, daß die Poisson-Zahl  $\nu=0,5$  einen Idealwert darstellt. Beträgt  $\nu$  nur 0,49 so sinken die Rechenwerte bereits um 15% bis 25% (vgl. Abb. 51) und es ergibt sich auch bei den Walzen 60/5 und 90/20 eine gute quantitative Übereinstimmung. In den Diagrammen der Abb. 58 wurde die Abhängigkeit von der Poisson-Zahl mit berücksichtigt. Es wurden für die Walzen 90/12,5 mit dem Belagmaterial 561.30 mit  $\nu=0,5$ ; 0,47 und 0,45 die Dehnungen nach Gleichung (36a) errechnet und den Meßwerten gegenübergestellt. Qualitativ stimmen die Verläufe der Rechenkurve für  $\nu=0,45$  und der Meßkurve gut überein, jedoch besteht ein Unterschied im Betrag des zu einer bestimmten Anstellung gehörigen Schlupfs. Es scheint so, daß die errechneten Stauchungen in der Druckzone bei kleinen  $K$ -Werten in Wirklichkeit nicht bei kleinen Anstellungen auftreten. Es ist durchaus möglich, daß diese Stauchungen bei dicken Belägen ( $K$  ebenfalls klein) auftreten. Die Kurve mit  $\nu=0,47$  repräsentiert die Meßergebnisse betragsmäßig am besten.

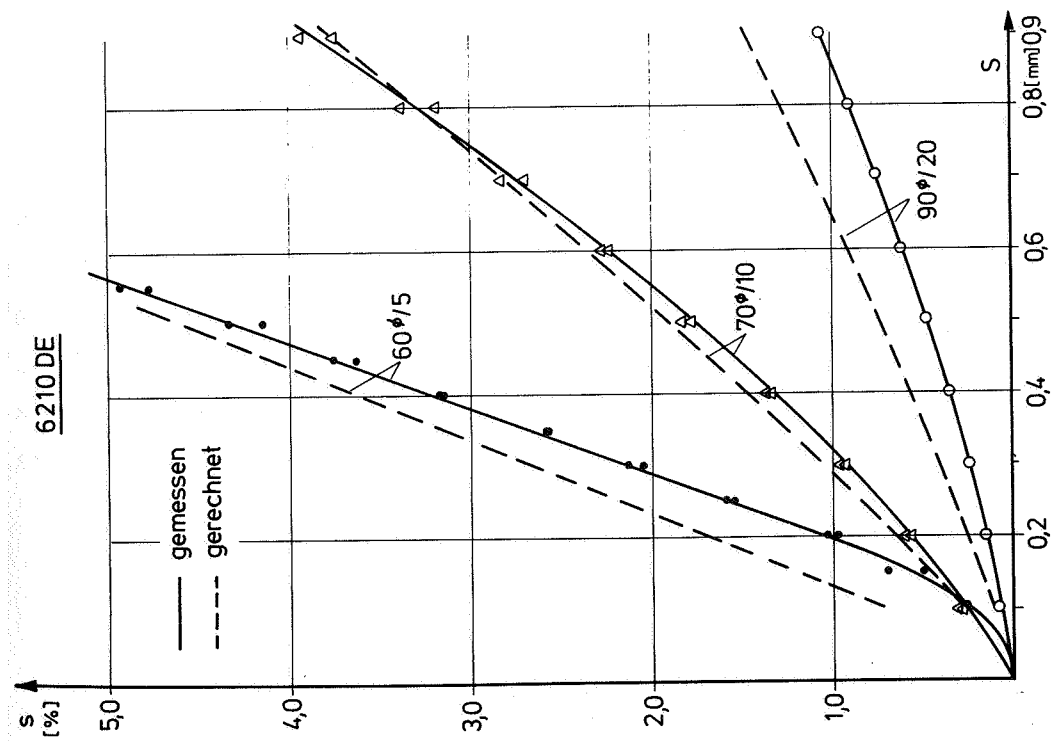


Abb. 57 Vergleich zwischen Messung und Berechnung des Schlupfes

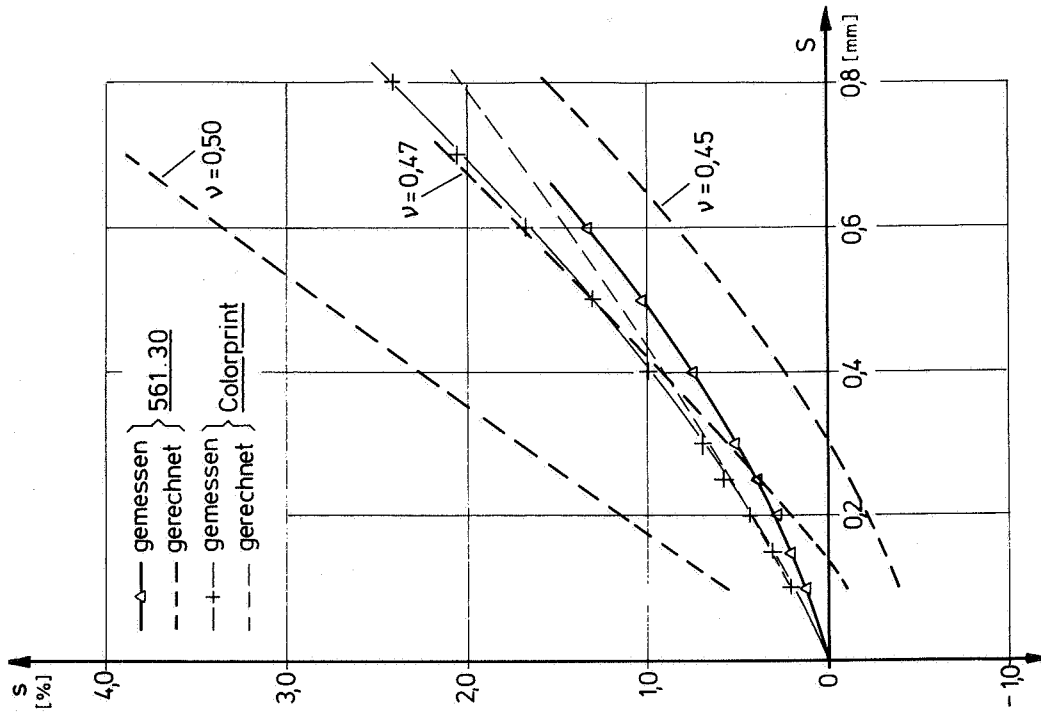


Abb. 58 Einfluß der Poisson-Zahl auf den Schlupf im Vergleich zwischen Messung und Rechnung

Die Rechenkurve für die Walze mit dem Belagmaterial Colorprint wurde ebenfalls für  $\nu=0,5$  aus Gleichung (35a) ermittelt. Bei kleinen Anstellungen bis  $S=0,4$  verlaufen beide Kurven gleich.

Aus diesen Messungen können für die Entwicklung dehnungsarmer Walzenbeläge wichtige Folgerungen gezogen werden.

Bei einem inkompressiblen Belagmaterial erhält man eine verschwindende Dehnung bei dicken Belagstärken. Die Funktionen  $\phi$  und  $\psi$  sind Null für  $K=0$  ( $d \rightarrow \infty$ ). Für kompressible Materialien gibt es je nach Poisson-Zahl einen Wert von  $K$ , für den die Funktionen  $\phi$  und  $\psi$  zu Null werden (vgl. Abb. 51). Bei vorgegebener Anstellung läßt sich dann die notwendige Belagstärke errechnen. In Walzenfarbwerken genügt es i.allg., eine Anstellung als Betriebspunkt vorzuschreiben.

Eine weitere Möglichkeit existiert darin, ein Belagmaterial zu entwickeln, dessen Poisson-Zahl zwischen derjenigen einer echten Schaumstoffwalze (negativer Schlupf im maßgebenden Bereich) und denjenigen der bisher verwendeten Beläge (positiver Schlupf) liegt. Das Belagmaterial 561.30 ist ein erster Schritt in dieser Richtung. Den Vorteil des geringen Schlupfes erkaufte man sich dabei jedoch mit dem Nachteil des höheren  $tg\delta$  und damit der größeren Wärmeverluste. Bei neuen Materialzusammensetzungen sollte auf eine Optimierung in beiden Richtungen geachtet werden.



## 5. DER EINFLUSS VON FARBE AUF DAS ROLLVERHALTEN DES ZWEI WALZEN - SYSTEMS

Nachdem im vorigen Abschnitt die grundlegenden Vorgänge und Verhaltensweisen zwischen einer Stahl- und einer Gummiwalze rechnerisch und experimentell behandelt wurden, gilt es nun, den Einfluß von Druckfarbe zu untersuchen.

Die Änderungen der bisherigen Meßgrößen bei gleichartigen Messungen sollen Rückschlüsse erlauben auf die Wirkungsmechanismen von Druckfarbe in der Berührzone zwischen einer Gummi- und einer Stahlwalze. Die daraus gewonnenen Vorstellungen über die Vorgänge im Walzenspalt ermöglichen den richtigen Einstieg in die weitere experimentelle oder theoretische Behandlung dieser Probleme.

Die Versuche wurden nach dem gleichen Schema wie bisher durchgeführt. Demnach wird einmal bei konstanter Drehzahl und variabler Anstellung, das andere Mal bei konstanter Anstellung und variabler Drehzahl gemessen. Zur Einfärbung der Walzen wird ein bestimmtes Farbvolumen auf dem Einfärbegerät einer Probedruckmaschine bis zu einem gleichmäßigen Farbfilm verrieben. Mit einer changierenden Übertragungswalze wird eine Farbschicht abgenommen und damit die Walze des Modellfarbwerks eingefärbt. Auf diese Weise wird eine definierte Farbschichtdicke auf den Walzen erreicht. Bei der Messung selbst wird die changierende Einfärbewalze abgehoben, damit keine zusätzlichen Störgrößen in die Messung eingehen.

### 5.1 Bisher durchgeführte Arbeiten und die Grundlagen, auf denen sie aufbauen

Ein Teil der Problematik, um die es geht, liegt darin, zu prüfen, wieweit das Verhalten einer Druckfarbe zwischen ro-

tierenden Walzen in Korrelation zu setzen ist zu den rheologisch meßbaren physikalischen Eigenschaften der Farbe /192, 196, 174/. Umfangreiche Arbeiten auf diesem Gebiet wurden von Zettlemoyer und seinen Mitarbeitern geleistet /190, 195/. Mill stellte seine Berechnungen auf der Grundlage der Schmierfilmtheorie an /184, 187, 188/. Zahlreiche andere Forscher haben - auch in letzter Zeit - nach einem Zusammenhang zwischen den rheologischen Werten und dem sog. Tack gesucht /121, 185/, der sich aus Messungen zwischen zwei Walzen ergibt.

Bei allen im Literaturverzeichnis unter V. 4 angeführten Arbeiten müssen hinsichtlich der Anwendbarkeit wesentliche Einschränkungen gemacht oder neue Überlegungen angeschlossen werden. Dabei ist es ganz gleichgültig, ob es sich um eine, trotz mancher Vereinfachungen gegenüber den tatsächlichen Verhältnissen komplizierte Analysis handelt oder um den einfachen Vergleich gemessener Größen.

Um das Verständnis dafür zu erleichtern, worauf es im folgenden ankommt, erscheint es angebracht, die Grundlagen, auf denen die meisten der bisherigen Arbeiten über das Verhalten von Farbe im Walzenspalt fußen, noch einmal deutlich herauszustellen. Damit soll gezeigt werden, an welchen Stellen Annahmen und Vereinfachungen getroffen wurden, wieweit diese akzeptabel sind und ob die daraus gewonnenen Erkenntnisse für ein Walzenfarbwerk zulässig und anwendbar sind.

Ausgangspunkt aller bisherigen Überlegungen ist die Anwendung der hydrodynamischen Schmierfilmtheorie, bei starrer Walzengeometrie. Variiert wurde mitunter das Fließgesetz.

Die Bewegungsgleichungen für diese Theorie sind aus den Navier-Stokes'schen Gleichungen für eine sog. schleichende Strömung ableitbar, wenn man die Trägheitsglieder vernachlässigt.

Auch wenn die Geschwindigkeit der Strömung - und eine solche muß bei der Anwendung der Theorie vorhanden sein - nicht sehr klein sein sollte, so sorgt doch die geringe Spalthöhe zwischen zwei Walzen und die Zähigkeit eines Schmiermittels dafür, daß die Reibungskräfte größer als die Trägheitskräfte sind (Reynoldszahl sehr klein; ungefähr 1).

Neben dem Auftreten einer stabilen Strömung gelten weiterhin die folgenden wesentlichen Annahmen:

- 1) Die Schichtdicke ist klein gegenüber den anderen geometrischen Größen.
- 2) Kein seitliches Abströmen von Flüssigkeit.
- 3) Kein Gleiten zwischen den Oberflächen von Flüssigkeit und Festkörper.
- 4) Glatte Oberflächen der Festkörper, das bedeutet, keine Störung der Strömung durch Oberflächenrauigkeiten.
- 5) Keine Effekte, die von Oberflächenspannungen herrühren, also vollständiges Eintauchen (überfluteter Spalt).
- 6) Keine merklichen Verformungen der Festkörper (starrer Körper).
- 7) Die Flüssigkeit ist inkompressibel und zeigt ein rein Newton'sches Verhalten.

Die Druckverteilung, die bei Annahme der hydrodynamischen Theorie bei vorgegebener starrer Spaltgeometrie resultiert, zeigt einen steilen Anstieg mit frühem Maximum an der Einlaufseite und einen langsamen Druckabfall nach der Auslaufseite hin.

Die Druckverteilung, die Geschwindigkeitsverteilung - und damit das mögliche Schergefälle - sowie die Spaltgeometrie stehen mit den Stoffgleichungen der Flüssigkeit über physikalische Gesetze in einem eindeutigen Zusammenhang, so daß bei Änderung der einen Größe sich auch die anderen ändern müssen.

Von den drei genannten Größen ist die Druckverteilung meßtechnisch am einfachsten zu erfassen und ist damit ein idealer Maßstab für die Beurteilung der theoretisch hergeleiteten Ergebnisse. Zwischen einer eingefärbten, relativ weichen Gummi- und einer Stahlwalze - entsprechend der Anordnung im Farbwerk - ist jedoch nie eine Druckverteilung, wie sie aus der hydrodynamischen Theorie folgt, gemessen worden.

Die Bestätigung für die Anwendbarkeit der h. d. oder e.h.d. Theorie wurde zumeist aus Sekundärgrößen entnommen oder an Systemen mit zwei starren Körpern gemessen. So errechnet z.B. Mill /187/ eine Druckzonenbreite, die er für "vernünftig" ("reasonable") hält und sieht darin bereits eine Bestätigung für die Anwendung der hydrodynamischen Theorie. Abgesehen von einem Rechenfehler (Gl. 27), erhält er aber Druckzonenbreiten, die etwa 1/10 der wirklichen Breiten betragen.

Am Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren durchgeführte Messungen der Druckverteilungen mit und ohne Farbe im Walzenspalt lassen erkennen, daß sich durch die Farbe weder in der Lage des Maximums noch des Anstiegs der Druckverteilung etwas wesentliches gegenüber den Messungen ohne Farbe ändert. Daraus ist unzweifelhaft der Schluß zu ziehen, daß man in der Theorie andere Wege als bisher gehen muß. Da Gummi nachgiebig ist, ergeben andere Druckverteilungen auch andere Spaltgeometrien und damit andere Schergefälle.

Außerordentlich wichtig scheint daher die Berücksichtigung der Verformungen an der Gummiwalze zu sein.

In der e.h.d. Theorie wird von der Forderung 6) des starren Körpers Abstand genommen und elastische Verschiebungen an den Festkörpern unter Kräftewirkung zugelassen. Die Änderung der Gestalt des Festkörpers hat einen wesentlichen Einfluß

auf die Schmierfilmgeometrie und daraus folgend, auf die Druckverteilung. Die Schwierigkeit bei der Lösungsfindung ist es, sowohl den elastischen Gleichungen für Druck und Verschiebung im Festkörper als auch gleichzeitig den hydrodynamischen Gleichungen des strömenden Mediums im Walzenspalt zu genügen. Dazu müssen diese Gleichungen bekannt und lösbar sein.

Bis jetzt wurde in der e.h.d. Theorie noch keine vollständige analytische Lösung gefunden, wohl aber brauchbare numerische Lösungen. Diese wurden auf einem iterativen Verfahrensweg ermittelt, wobei auf Kompatibilität zwischen elastischen und hydrodynamischen Randbedingungen zu achten war. Das Problem liegt oft darin, daß die direkte Iteration zwischen Druck, Verformung und Filmdicke nicht immer konvergiert und deshalb wieder Vereinfachungen eingeführt werden müssen.

In diesen Schwierigkeiten ist wohl auch der Grund zu suchen, weshalb in den auf die Drucktechnik bezogenen Untersuchungen noch nicht von der Vorstellung starrer Walzen abgegangen wurde.

In einer weiteren Abweichung von der ursprünglichen hydrodynamischen Theorie wurde von mehreren Autoren der Einfluß einer Nicht-Newton'schen Flüssigkeit untersucht (vgl. Annahme 7).

Tanner /194/ und Mitchell /189/ setzten in ihre Berechnungen eine Maxwell-Flüssigkeit ein. Mewis /166, 186/ verwendete ein Stoffgesetz nach einer Potenzfunktion. Damit ist zwar eine Annäherung an das Verhalten der Druckfarbe und ihre Fliesskurve im Bereich nicht allzu großer Schergefälle vorgenommen, wenn auch die speziellen Stoffeigenschaften einer Farbe noch nicht zum Ausdruck kommen konnten, aber die Verformungen der Gummiwalze sind nicht beachtet.

Die viskoelastischen Effekte der Farbe sind nach diesen Überlegungen nur dann von Bedeutung, wenn die Durchgangszeit eines Flüssigkeitselements durch die Druckzone vergleichbar mit der schwer zu bestimmenden Relaxationszeit der Flüssigkeit ist. Diese Durchgangszeiten liegen bei Druckmaschinen in der Größenordnung von  $10^{-3}$  Sekunden ( $a=9$  mm;  $v_u=9$  m/s).

Ist die Durchgangszeit kleiner als die Relaxationszeit so herrscht rein elastisches Verhalten in der Flüssigkeit vor. Ein sicher interessantes Ergebnis aus der Literatur ist, daß bei Verwendung einer viskoelastischen Flüssigkeit nach dem Maxwell-Modell die örtlichen Drücke in der Druckzone kleiner werden als bei Newton'schen Flüssigkeiten.

Alle eben genannten Autoren rechnen mit starren Walzen, also nach der hydrodynamischen Theorie mit Nicht-Newton'scher Flüssigkeit, wobei Mewis im Walzenspalt Schergefälle bis  $10^6 \text{ sec}^{-1}$  angibt.

Damit wären - zusammengefasst - die wesentlichsten Voraussetzungen genannt, auf denen die bisher durchgeführten Arbeiten aufbauen. Diese Grundlagen sollte man im Auge behalten, wenn in der Folge die Messergebnisse mit Farbe an dem Modellfarbwerk gezeigt und besprochen werden.

## 5.2 Die Ergebnisse aus einer ersten, einführenden Versuchsreihe

Im folgenden werden die mit Farbe erzielten Messergebnisse verglichen mit denjenigen des trocken laufenden Dreiwalzen-Systems. Dabei werden auch die Messungen ohne Farbe jeweils vor den Messungen mit Farbe wiederholt und es wird nicht auf die früheren Ergebnisse zurückgegriffen, um den Versprödungseffekt infolge Alterung zu eliminieren.

In der ersten Versuchsserie wurden drei Offsetfarben ge-

testet und zwar: Eine sehr zähe Bogenoffsetfarbe von 275 poise, eine normale Rotationsfarbe von 80 poise und eine dünnflüssige Zeitungsrotationsfarbe von 50 poise. Diese für die Viskosität angegebenen Zahlen wurden von der Farbenfabrik mit einem Laray-Fallstabviskosimeter bestimmt. Die in den Diagrammen angegebenen Schichtdicken beziehen sich auf die freie Walzenoberfläche und nicht auf die Schichtdickensumme im Walzenspalt.

### 5.2.1 Die gemessenen Druckkraftverläufe

Der Verlauf der Druckkraft über der Anstellung ist in Abb. 59 dargestellt.

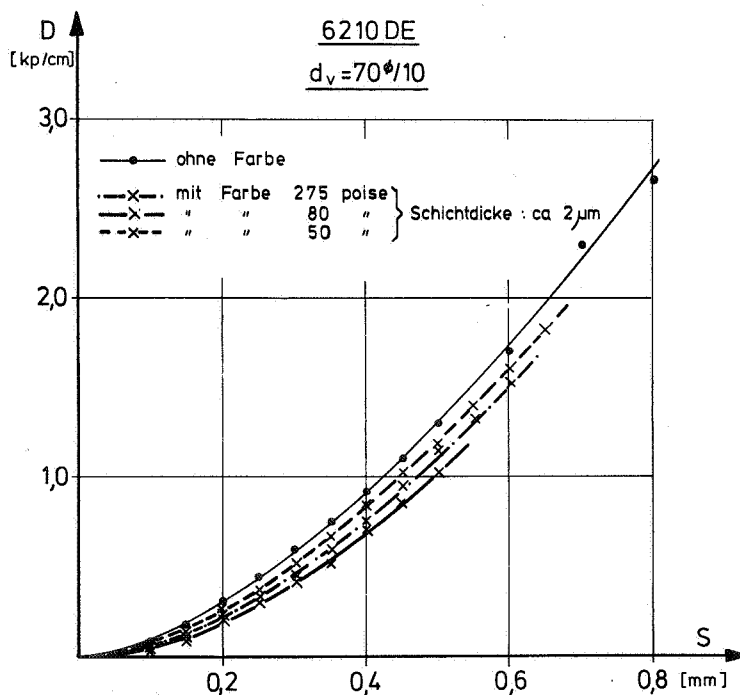


Abb. 59 Druckkraftverlauf mit und ohne Farbe

Bei der Betrachtung fällt sofort auf, dass die für die Messung mit Farbe gültigen Kurven bei allen Anstellungen ohne Ausnahme unter dem Druckkraftverlauf liegen, der sich für die Messungen ohne Farbe ergeben hat. Auffallend ist

weiterhin, dass alle Verläufe qualitativ gleich sind. Die hier gezeigten Druckkraftverläufe wurden wiederholt gemessen und haben sich auch bei Verwendung anderer Flüssigkeiten bestätigt. Zwar entsteht für jede der eingesetzten Farben eine von den anderen deutlich unterscheidbare Kurve. Die angegebene Viskosität ist jedoch nicht verantwortlich für die Reihenfolge. Aus der Betrachtung der Kurvenverläufe kann man schliessen, dass für die zugrundeliegende ursächliche Abhängigkeit der Druckkraft von der Anstellung nicht die Flüssigkeit zwischen den Walzen, sondern allein das Belagmaterial maßgebend ist. Damit ist der erste experimentell nachprüfbare Hinweis gegeben, daß die Ansätze aus der einfachen hydrodynamischen Schmierfilmtheorie, wie sie bisher gemacht wurden, hier nicht anwendbar sein können.

Der einfachen Druckspannung zwischen einer vergleichsweise starren und einer viskoelastischen Walze überlagert sich kein zusätzlicher hydrodynamischer Druck, wie es angenommen wurde, sondern genau das Gegenteil passiert: Die Druckkraft zwischen den Walzen wird geringer. Für dieses Verhalten können zwei Erklärungen gegeben werden.

Die Druckspannung zwischen den beiden Walzen kommt aufgrund der gegenseitigen Anstellung zustande, die zwischen 0,1 und 1 mm liegt. Nehmen wir jetzt einmal an, die Farbe verhalte sich wie eine zusätzliche dünne Schicht eines Festkörpers, dann wird sich an der Druckverteilung selbst nicht viel ändern, denn selbst eine Farbschicht von 10  $\mu\text{m}$  bedeutet für den Gummibelag nur eine zusätzliche Zusammendrückung von 1%, die auf die daraus resultierende Kraft von entsprechend geringem Einfluß ist. Außerdem ist zu beachten, daß in diesen Größenordnungen die Genauigkeit der mechanischen Anstellung ihre Grenzen hat. Am Auslauf der Druckzone ist jedoch eine Zugkraftverteilung festzustellen, die von den bekannten Phänomenen der Farbfadenbildung und Kavitation im



Farbfilm der Auslaufzone herrührt. Die Resultierende dieser Zugkraftverteilung wirkt entgegengesetzt derjenigen der Druckverteilung, so daß sich insgesamt eine etwas geringere Druckkraft ergibt (Abb. 60).

Als zweites ist der Einfluß der Farbe auf die Haftungsbedingungen in der Druckzone zu beachten, der sicherlich zu anderen Verhältnissen als bei einer direkten Berührung

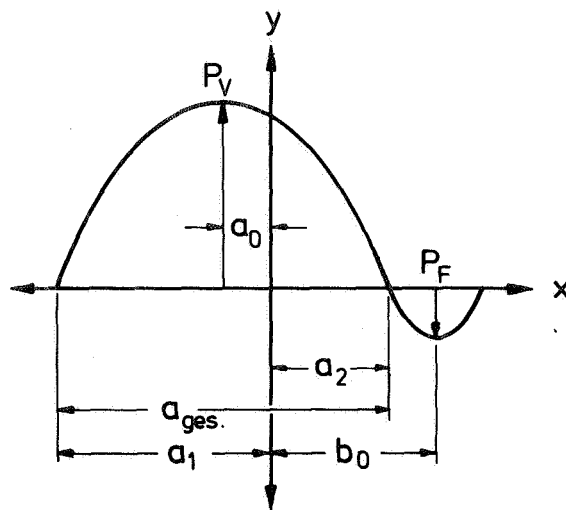


Abb. 60 Druckverteilung mit Farbe

Gummi - Stahl führt. Im trockenen Zustand haftet in einem größeren Teil der Druckzone die Stahl- an der Gummi-Oberfläche, was zu einer starken Verformungsbehinderung des Gummis führt. Diese zwangsweise Verspannung der viskoelastischen Schicht hat - wie ausgeführt - einen scheinbar höheren E-Modul des Belagmaterials als in einem frei verformbaren System zur Folge. Die Farbe in der Druckzone verringert den Reibungskoeffizienten gegenüber dem trockenen Zustand. Das Produkt  $p(x) \cdot \mu$  wird kleiner. Da aber die tangentialen Beanspruchungen an den Walzenoberflächen bleiben, wird die Haftung in einem weiteren Bereich überwunden. Das Gleitgebiet in Ein- und Auslaufzone vergrößert sich auf Kosten des zentralen Haftgebietes.

Als Folge davon wird die zwangsweise Verspannung in der Gummioberfläche geringer, wodurch der in radialer Richtung wirksame scheinbare E-Modul und somit die gesamte Druckkraft kleiner wird.

Ein solcher Rückgang der Verformungsbehinderung an Oberflächen aufgrund sich ändernder Reibungsverhältnisse wurde auch in anderen Bereichen wie z.B. beim Kaltwalzen und Kaltstauchen beobachtet.

Die hier beschriebenen Vorgänge haben jedoch keine sehr großen Auswirkungen, da die resultierende Druckkraft mit Farbe sich nur wenig von der ohne Farbe unterscheidet und der Haupteffekt auf den Farbzug zurückgeführt werden kann.

Abbildung 61 zeigt die Abhängigkeit der Druckkraft von der Drehzahl. Auch hier liegen die mit Farbe gemessenen Kurven

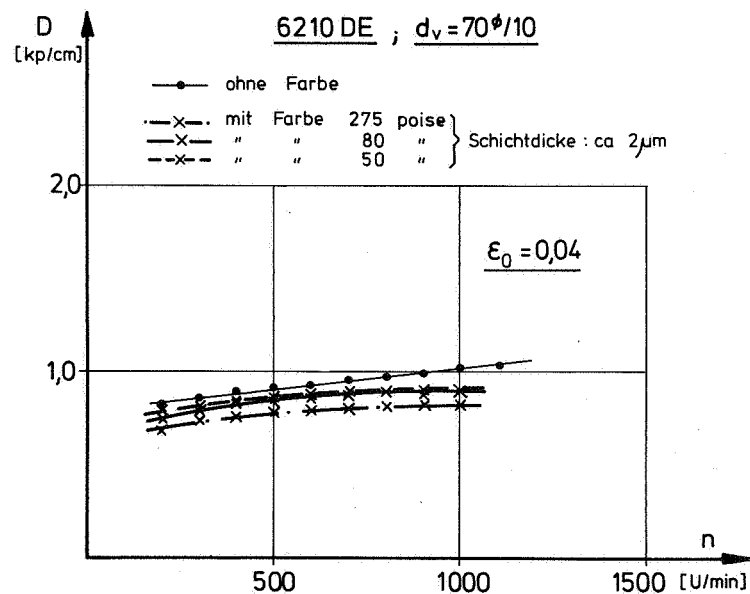


Abb. 61 Drehzahlabhängigkeit der Druckkraft mit und ohne Farbe gemessen

unter derjenigen ohne Farbe. Nach der einfachen hydrodynamischen Theorie wächst der Druck etwa proportional der Um-

fangsgeschwindigkeit. Im Proportionalitätsfaktor ist die Zähigkeit enthalten; in unserem Falle wären entsprechend den drei angegebenen Viskositäten stark unterschiedliche Steigungen zu erwarten. Das ist aber nicht der Fall, sondern die Kurven verlaufen nach der Frequenzabhängigkeit des Belagmaterials.

#### 5.2.2 Die gemessenen Drehmomentverläufe und der Schlupf

Bei den Messungen mit den drei Praxisfarben wurden auch die Drehmomente an der Antriebswelle der Stahlwalze festgehalten. Die Ergebnisse sind in Abb. 62 wiedergegeben. Das Antriebsmoment, das für die eingefärbte Walzenkombination notwendig ist, liegt beträchtlich höher als das der nicht eingefärbten Walzen, und das trotz verringerter Druckkraft. Qualitativ gesehen entspricht der Verlauf jedoch genau dem des nicht eingefärbten Systems. Das bedeutet, daß die gleichen physikalischen Gesetzmäßigkeiten zugrunde liegen wie beim trocken laufenden Walzensystem.

Der höhere Absolutwert des Momentes läßt sich einleuchtend erklären. Einmal ist es offensichtlich, daß zum Transport der Druckfarbe und der Schichtbildung dem Walzensystem eine höhere Antriebsenergie in Form des erhöhten Momentes zugeführt werden muß.

Zum anderen erfordert die im Auslauf der Druckzone erfolgende Trennung der Druckfarbenschicht entgegen den Kohäsionskräften in der Farbe eine zusätzliche Energie, die in dem höheren Antriebsmoment enthalten ist. Wie aus Abb. 60 hervorgeht, ist wegen der Farbtrennung am Auslauf der Druckzone eine Zugspannungsverteilung zu registrieren, deren Resultierende einen Hebelarm größer der halben Druckzonbreite hat. Dieses zusätzliche Moment wirkt in gleicher Richtung wie das viskoelastische Rollmoment, das durch die

Verschiebung des Druckzonenmaximums infolge der Eigenschaften des Belagmaterials zustande kommt.

Der quantitative Nachweis kann in diesem Rahmen wegen fehlender Druckverteilungsmessungen am eigenen Walzensystem noch nicht geführt werden. Die Gleichung von Stefan für die notwendige Zugkraft beim Trennen einer Flüssigkeitsschicht kann nicht angewendet werden. Sie gilt für eine Newton'sche Flüssigkeit zwischen zwei planparallelen Platten, die langsam auseinandergezogen werden. Die Zerreißgeschwindigkeit der Farbschicht im Auslauf der Druckzone ist aber relativ groß und dabei verhält sich die Farbe eher viskoelastisch und festkörperähnlich /159, 179/.

Die Höhe der Spaltungsenergie resultiert aus einer Eigenschaft der Farbe, die unter ähnlichen oder gleichen Beanspruchungsbedingungen ermittelt werden muß, wie sie im Walzenspalt vorkommen.

Die Spaltungsenergie ist demnach eine spezifische stoffabhängige Größe, die ihrerseits wieder von der Deformationsart und -geschwindigkeit abhängt. Welche Eigenschaften einer Farbe - oder allgemeiner einer Flüssigkeit - für eine Bewertung in Frage kommen, ist noch nicht geklärt. Auf keinen Fall wird es jedoch die mit dem Fallstabviskosimeter gemessene Viskosität sein. Daß es maßgebende materialspezifische Eigenschaften geben muß, zeigt die bei allen Messungen gleiche Reihenfolge der Kurven sowie ihre deutliche Unterscheidbarkeit.

Der Einfluß von Druckfarbe auf den Schlupf bei den Messungen mit variabler Anstellung ist sehr gering, wie in Abb. 63 zu erkennen ist. Im Bereich zwischen  $S=0,1$  und  $S=0$  existieren keine Meßwerte. Hier herrschen keine klar definierbaren Mitnahmeverhältnisse, es kommt vorübergehend zu Gleiten, der Schlupf kann größer als bei höheren Anstellungen werden.

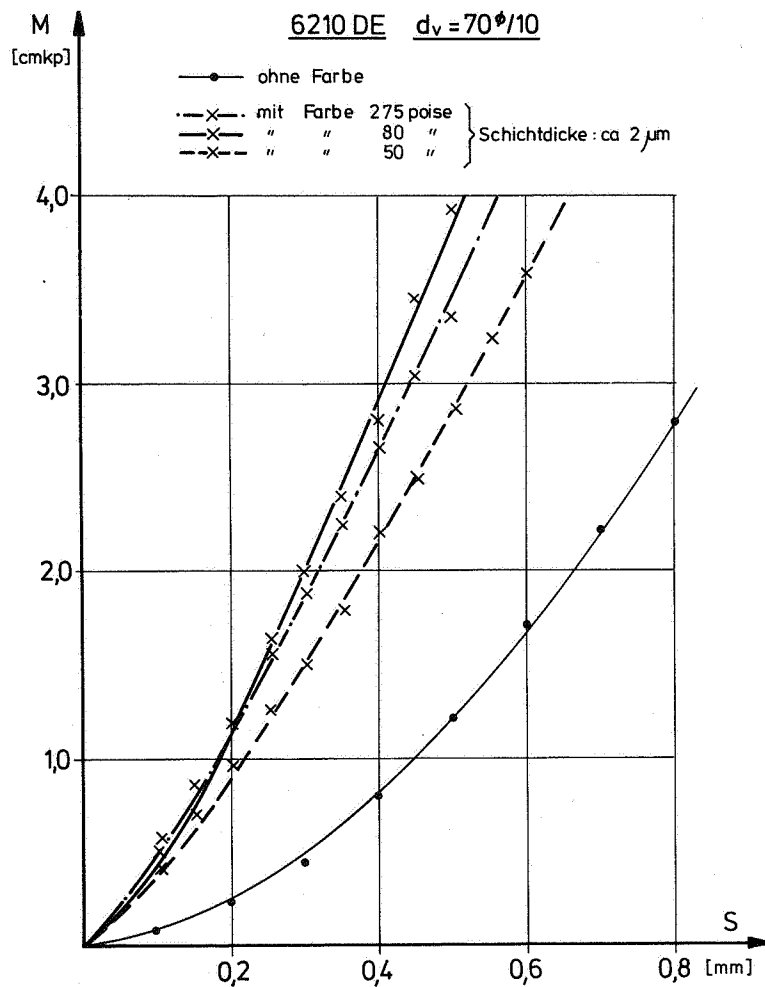


Abb. 62 Das Drehmoment in Abhängigkeit von der Anstellung bei Messungen mit und ohne Farbe

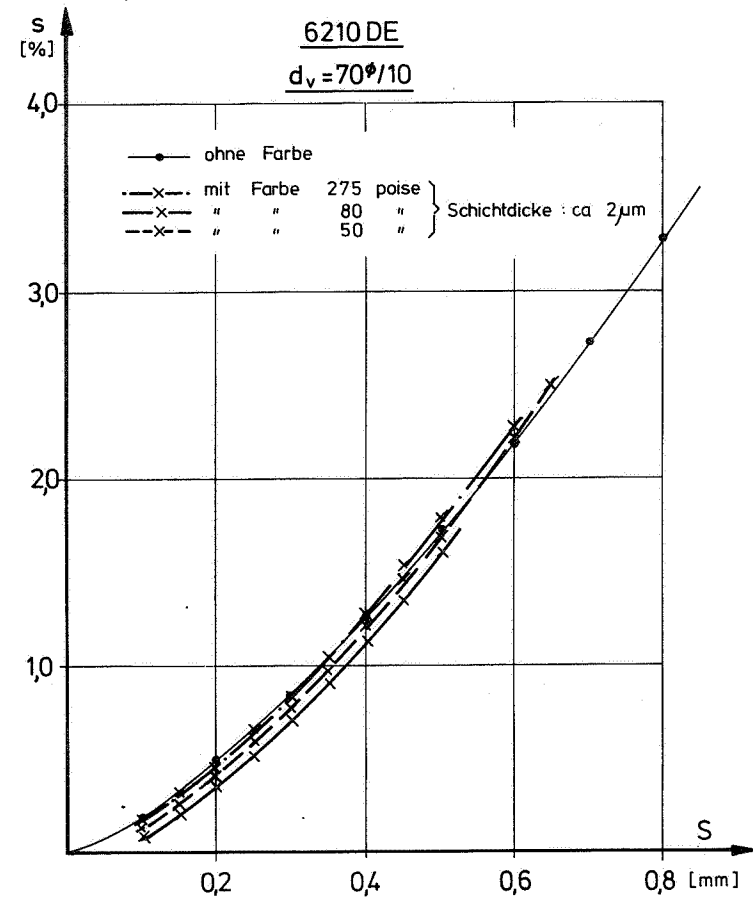


Abb. 63 Der Schlupf in Abhängigkeit von der Anstellung bei Messungen mit und ohne Farbe

Bei Anstellungen über 0,1 mm sind die Schlupfverläufe mit und ohne Farbe nahezu identisch. Das bedeutet, daß der Wirkungsmechanismus der trocken laufenden Walzen - nämlich die Dehnung der Oberfläche als Schlupfursache - erhalten bleibt. Schmierfilmeffekte sind nicht nachzuweisen, es muß nach wie vor ein Haftgebiet existieren, dessen Ausdehnung jedoch kleiner sein kann als ohne Farbe. Die Farbschicht überträgt die dehnende Kraft wie eine Festkörperschicht. Ein Gleiten in der gesamten Druckzone und damit ein zusätzliches Scheren muß ausgeschlossen werden.

Für die Anwendung der einfachen hydrodynamischen Theorie auf das Problem "Farbe im Walzenspalt" bedeutet das: gleiche Oberflächengeschwindigkeiten im Haftgebiet und unterschiedliche Geschwindigkeiten in der Einlauf- und Auslaufzone. Damit ist ein Einfluß auf das Schergefälle in der Farbe verbunden.

In der elasto-hydrodynamischen Theorie ging man bisher meist irrtümlich von unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten der Walzen aus und errechnete dadurch falsche Schergefälle. Dieser Irrtum beruht auf der feststellbar langsameren Drehzahl der Gummiwalze, wobei man die Geschwindigkeit  $v_u = \omega \cdot r_v$  auch innerhalb der Druckzone einsetzte und somit Gleiten infolge unterschiedlicher Oberflächengeschwindigkeiten annahm. Die Gleichung  $v_u = \omega \cdot r_v$  kann aber nur für den nahezu unverformten Bereich gegenüber der Druckzone angewendet werden, denn die Gummiwalze kann wegen der Verformungen unterschiedliche Oberflächengeschwindigkeiten haben: Ein Schergefälle tritt natürlich auch bei gleichen Umfangsgeschwindigkeiten der Walzen auf, sofern die Geschwindigkeitsverteilung über der Spalthöhe nicht konstant ist. Nur bei konstanter Geschwindigkeit über der Spalthöhe gibt es keine Schergefälle in der Flüssigkeit.

Eine Strömung der Druckfarbe mit einem Geschwindigkeitsprofil

im Spalt zwischen einer Gummi- und einer Stahlwalze wurde bisher noch nie nachgewiesen. Die falschen Vorstellungen, die in den Abbildungen in der Literatur vorherrschen, stammen meist aus der hydrodynamischen Theorie bzw. aus den Messungen von Myers, Miller und Zettlemoyer /191/ an einer Kegel-Platte-Maschine, wobei sowohl Kegel als auch Platte vergleichsweise als starr anzusehen sind (Stahl-Acrylglas).

### 5.3 Die Ergebnisse aus einer zweiten Versuchsserie

Die Erkenntnisse aus der ersten Versuchsreihe mit den drei Praxisoffsetfarben waren doch immerhin so erstaunlich, daß es notwendig erschien, eine zweite Versuchsserie anzuschließen, damit die Ergebnisse der ersten zu überprüfen und gleichzeitig die Suche nach den Ursachen zu eröffnen.

Offsetfarben bestehen im wesentlichen aus den Bestandteilen Firnis und Pigment unter Zugabe von Lösungsmitteln und verarbeitungstechnisch notwendigen Additiven. Der Firnis (auch Bindemittel genannt) ist eine Flüssigkeit. Er ist ein Gemisch aus oxydativ trocknenden Ölen mit Kunstharzzusätzen. Die Pigmente hingegen sind echte Festkörperteilchen (Größenordnung  $0,1\text{ }\mu\text{m}$ ), die im Bindemittel fein verteilt sein sollen. Beim Herstellungsprozeß der Druckfarben auf Dreiwalzenstühlen ist diese feine Verteilung nicht immer gewährleistet und es kommt zu Pigmentagglomerationen, die in ihrer Größe in der Nähe der Farbfilmdicke liegen können. Bei solchen Relationen können sich ganz andere Verhaltensweisen ausbilden, als die in der Rheologie reiner Flüssigkeiten üblichen. Es galt also nachzuprüfen, ob der Pigmentzusatz verantwortlich für das festkörperähnliche Verhalten der Druckfarbenschicht bei den Messungen zu machen ist.

Neben der Viskosität ist der "Tack" eine weitere in der Praxis übliche Größe zur Kennzeichnung einer Druckfarbe.

Der Tack soll die Farbfilmspaltung im Auslauf zweier Walzen bei einer vorgegebenen Drehzahl charakterisieren. Er ist eine gerätetechnische Größe ohne physikalische Dimension, die an einem Walzensystem ermittelt wird, dessen Gummiwalze nur mit ihrem Eigengewicht auf der Stahlwalze aufliegt. Da der Tack nur eine abgeleitete Größe ist, kann er in Gleichungen nicht verwendet werden. Jedes Tackmeßgerät liefert wegen unterschiedlicher Konstruktion der einzelnen Fabrikate andere Zahlenwerte, die Tendenzen und Reihenfolgen beim Messen mehrerer Farben sollten jedoch erhalten bleiben. Der Wert dieser Tackmeßzahl zur Beurteilung der Kräfte- und Momentenverhältnisse an einem eingefärbten Zweiwalzen-System sollte nachgeprüft werden.

Als drittes sollte in der zweiten Versuchsreihe ein von Druckfarbe rheologisch gänzlich unabhängiger Stoff mit echten schmiermittelähnlichen Eigenschaften bezüglich seines Einflusses auf das Rollverhalten im Modellwalzen-System untersucht werden.

Nach diesen drei genannten Maßgaben wurden die folgenden Substanzen für die weiteren Versuche ausgewählt:

- |                          |                 |
|--------------------------|-----------------|
| 1. Firnis 1819           | Tack 100 = 273  |
|                          | Viskos. = 160 p |
| 2. Firnis 1819           | Tack 100 = 268  |
| + 15% pigmentiert        | Viskos. = 270 p |
| 3. Firnis 2235           | Tack 100 = 158  |
|                          | Viskos. = 75 p  |
| 4. Firnis 2235           | Tack 100 = 167  |
| + 15% pigmentiert        | Viskos. = 160 p |
| 5. Vaseline              |                 |
| 6. Pigmentierte Vaseline |                 |



Die Bezeichnungen, die Tack- und die Viskositätsmessungen stammen von einer Druckfarbenfabrik. Die Pigmentierung wurde ebenfalls dort vorgenommen.

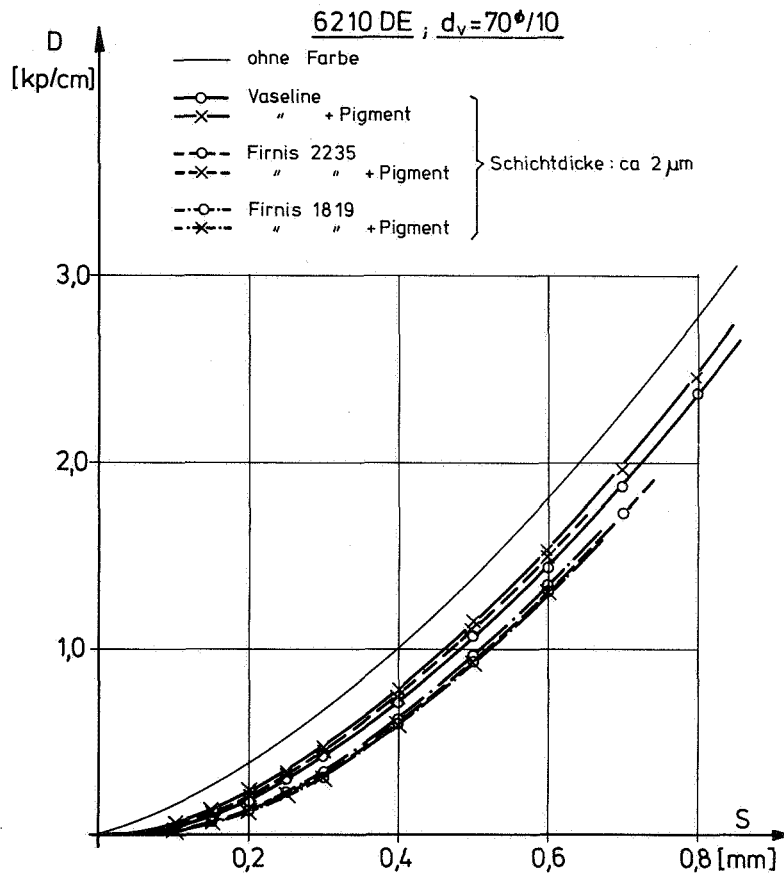


Abb. 64 Druckkraft in Abhängigkeit von der Anstellung für verschiedene Substanzen

Vaseline hat wie Druckfarbe eine Fließgrenze, im Rheogramm ein pseudoplastisches Verhalten, hat aber im Gegensatz zu Druckfarbe eine einheitlichere Struktur.

Mit den sechs Substanzen als Zwischenmedium zwischen den Walzen werden die gleichen Versuche durchgeführt wie bisher. Anhand der Meßkurven für Druckkraft, Drehmoment und Schlupf soll festgestellt werden, ob Tack oder Pigmentierung überhaupt von Bedeutung sind und - wenn ja - in welche Richtung ihre Wirkung zielt. Daraus werden weitere Anhaltspunkte für

etwaige Einflüsse und Korrelationen erwartet. Die Meßresultate werden wieder verglichen mit denen ohne Farbe.

In Bild 64 ist wieder die Abhängigkeit der Druckkraft von der Anstellung für die in der zweiten Versuchsserie eingesetzten Materialien aufgetragen. Die Abbildungen 65 und 66 zeigen Moment und Schlupf in Abhängigkeit von der Anstellung für die Messungen der 2. Versuchsserie.

Grundsätzlich bestätigen diese Kurven alle Aussagen der ersten Versuchsserie. Gleich welche der aufgeführten Substanzen bei den Messungen eingesetzt wurde, das Grundverhalten des Belagmaterials bestimmt den Kurvenverlauf. Die Art und Zusammensetzung der Flüssigkeit zwischen den Walzen ist, innerhalb des hier abgesteckten Rahmens, für das Rollverhalten von untergeordneter Bedeutung.

Vergleichen wir als erstes die Meßkurven im Hinblick auf die Pigmentierung. Dabei fällt auf, daß bei Firnis 1819 die beigefügten Pigmente das Rollverhalten offensichtlich nicht beeinflussen, wohingegen bei Firnis 2235 die Pigmentierung eine Änderung der Meßgrößen verursacht. Aus der Literatur ist aber bekannt, daß bei sämtlichen rheologischen und physico-chemischen Untersuchungen eine Pigmentierung eine Auswirkung auf die Meßdaten hat. So nimmt, um nur ein Beispiel zu nennen, die in Viskosimetern festgestellte plastische Viskosität mit der Pigmentierung zu /172/. Die Änderung der Viskosität durch die Pigmentierung geht auch aus der Auflistung der hier verwendeten Substanzen hervor. Auf das gemessene Rollverhalten jedoch ist die Verdoppelung der Viskosität von kaum merklichem Einfluß.

Die unterschiedliche Auswirkung der Pigmentierung von Firnis 1819 und Firnis 2235 ist durch eine Betrachtung des Benetzungsverhaltens zu erklären. Nach einer Mitteilung aus der Farbenindustrie ist Firnis 1819 ein relativ extremer

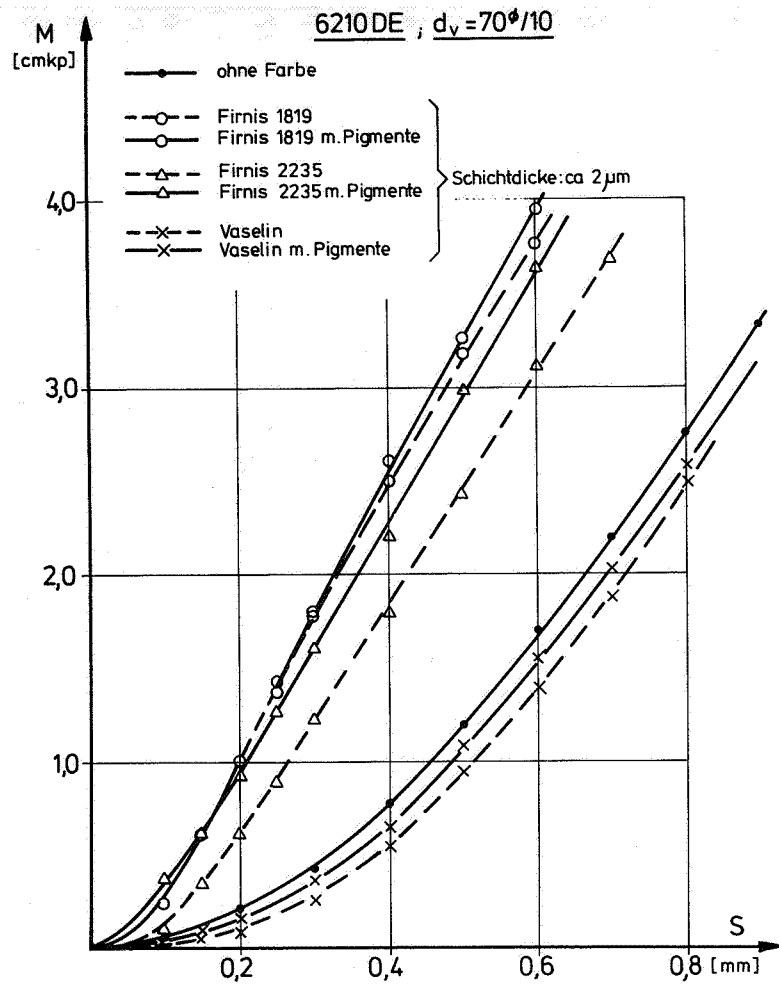


Abb. 65 Drehmoment in Abhängigkeit von der Anstellung bei verschiedenen Substanzen

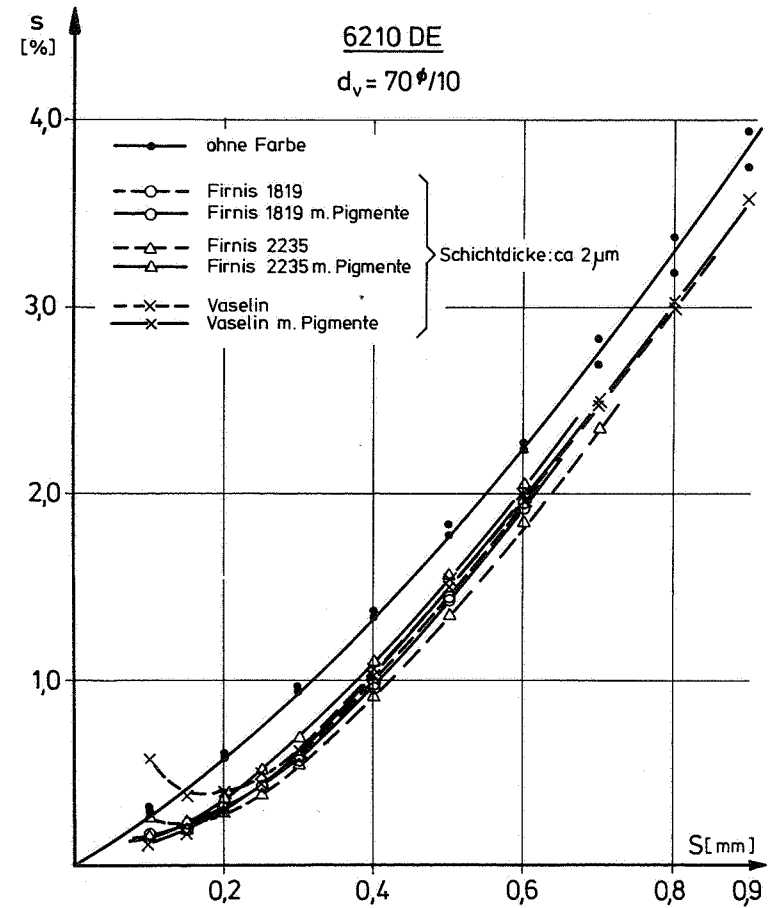


Abb. 66 Schlupf in Abhängigkeit von der Anstellung bei verschiedenen Substanzen

etwaige Einflüsse und Korrelationen erwartet. Die Meßresultate werden wieder verglichen mit denen ohne Farbe.

In Bild 64 ist wieder die Abhängigkeit der Druckkraft von der Anstellung für die in der zweiten Versuchsserie eingesetzten Materialien aufgetragen. Die Abbildungen 65 und 66 zeigen Moment und Schlupf in Abhängigkeit von der Anstellung für die Messungen der 2. Versuchsserie.

Grundsätzlich bestätigen diese Kurven alle Aussagen der ersten Versuchsserie. Gleich welche der aufgeführten Substanzen bei den Messungen eingesetzt wurde, das Grundverhalten des Belagmaterials bestimmt den Kurvenverlauf. Die Art und Zusammensetzung der Flüssigkeit zwischen den Walzen ist, innerhalb des hier abgesteckten Rahmens, für das Rollverhalten von untergeordneter Bedeutung.

Vergleichen wir als erstes die Meßkurven im Hinblick auf die Pigmentierung. Dabei fällt auf, daß bei Firnis 1819 die beigefügten Pigmente das Rollverhalten offensichtlich nicht beeinflussen, wohingegen bei Firnis 2235 die Pigmentierung eine Änderung der Meßgrößen verursacht. Aus der Literatur ist aber bekannt, daß bei sämtlichen rheologischen und physico-chemischen Untersuchungen eine Pigmentierung eine Auswirkung auf die Meßdaten hat. So nimmt, um nur ein Beispiel zu nennen, die in Viskosimetern festgestellte plastische Viskosität mit der Pigmentierung zu /172/. Die Änderung der Viskosität durch die Pigmentierung geht auch aus der Auflistung der hier verwendeten Substanzen hervor. Auf das gemessene Rollverhalten jedoch ist die Verdoppelung der Viskosität von kaum merklichem Einfluß.

Die unterschiedliche Auswirkung der Pigmentierung von Firnis 1819 und Firnis 2235 ist durch eine Betrachtung des Benetzungsverhaltens zu erklären. Nach einer Mitteilung aus der Farbenindustrie ist Firnis 1819 ein relativ extremer

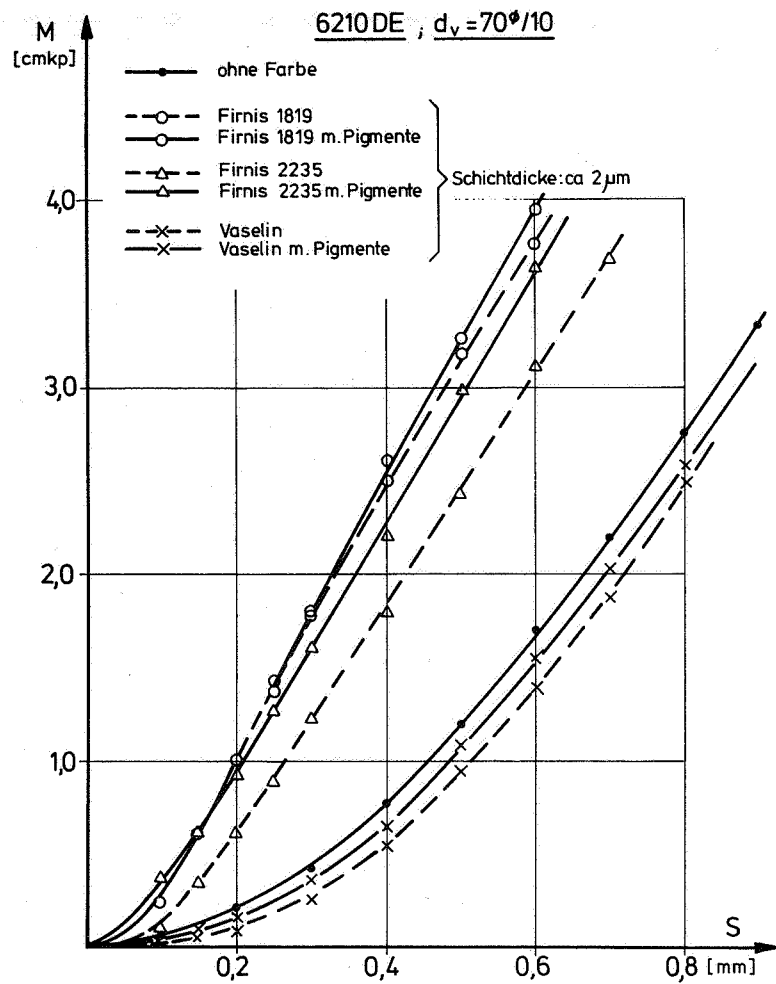


Abb. 65 Drehmoment in Abhängigkeit von der Anstellung bei verschiedenen Substanzen

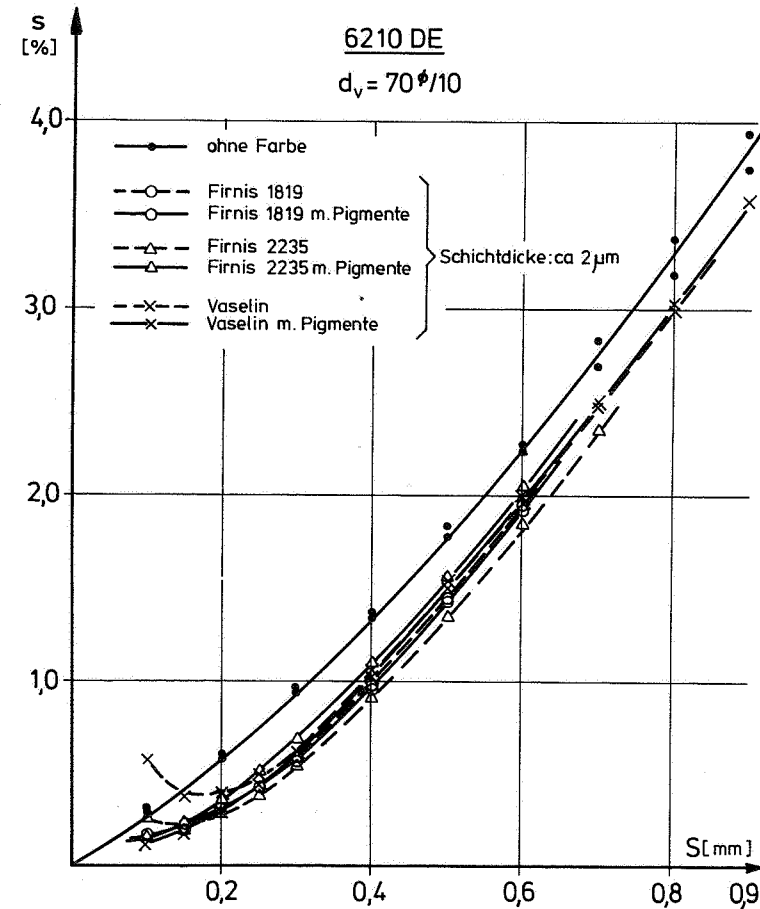


Abb. 66 Schlupf in Abhängigkeit von der Anstellung bei verschiedenen Substanzen

Stoff, der bekannt ist für eine schlechte Benetzungsfähigkeit. Dieser Firnis wird weniger bei der Druckfarbenherstellung denn als Testmittel benutzt, um Unterschiede in der Benetzbarkeit kenntlich zu machen. Die Unterschiede sind beim Betrachten der Bilder 64 bis 66 deutlich herauszulesen. Die Meßergebnisse bei Verwendung von Firnis 1819 lassen bei keiner der Meßkurven einen Unterschied zu denjenigen der pigmentierten gleichen Substanz erkennen. Hingegen mißt man bei dem die Pigmente besser benetzenden Firnis 2235 eine für den pigmentierten Firnis merklich unterschiedliche Kurve im Vergleich zum reinen Firnis.

Für die Druckkraft und den Schlupf liegen die Werte des pigmentierten Firnis 2235 dichter an der Kurve für die Messungen ohne Farbe. Das Moment ist für die pigmentierte Substanz größer.

Daraus folgt, daß durch die bessere Benetzung eines Pigmentes sich eine neue Struktur bildet und ein neuer Stoff mit anderen Eigenschaften entsteht. Bei schlechter Benetzung bestimmt offensichtlich das Dispersionsmittel allein das Verhalten im Walzenspalt. Auch Vaseline und pigmentierte Vaseline ergeben keine sehr unterschiedliche Meßdaten, denn auch hier sind Pigment und Dispersionsmittel nicht optimal abgestimmt.

Die Benetzung selbst ist eine Frage der Stärke der Polaritäten von Bindemittel und Pigment und ihrer gegenseitigen Affinität. Infolge der Kleinheit der Pigmentteilchen bilden sie eine große spezifische Oberfläche, die sich mit einer Adsorptionsschicht umgibt, die aus Molekülen des Dispersionsmittels besteht. Die Abhängigkeiten der Eigenschaften von Druckfarben von den Polaritäten zwischen Bindemittel und Pigment in Bezug auf rheologische Daten und Viskoelastizität gehen aus Untersuchungen von Pahlke /170, 171/ hervor.

Für die Interpretation des mit Farbe höheren Drehmomentes ist es von Interesse, daß bei Hinzugabe von Vaseline auf die Walzen ein geringeres Moment als in trockenem Zustand gemessen wird. Bei Vaseline bilden sich im Auslauf keine Zugspannungen, wodurch der dadurch verursachte Momentenanteil entfällt. Die schmiermittelähnliche Wirkung hat eine geringere Verformungsbehinderung und damit einen kleineren wirksamen E-Modul zur Folge. Das Drehmoment ist auch kleiner als beim trocken laufenden System.

Zweifellos können die hier vorgelegten Meßdaten nicht als vollständig angesehen werden. Sie sind in erster Linie als Anstoß zu sehen für zusätzliche und aufgrund der gezeigten Ergebnisse gezieltere Untersuchungen.

Der Wert dieser Messungen liegt vor allem darin, daß das mechanische Verhalten von Farbe und ähnlichen Flüssigkeiten im Walzenstuhl eindeutig dargelegt wird und der entscheidende Einfluß des Belagmaterials herausgestellt wird.

Eine Untersuchung der Meßdaten auf einen Einfluß des Tackwertes bringt keine wesentlichen Aufschlüsse. Zwar ergeben die Materialien mit dem höheren Tackwert auch das höhere Moment, aber der Unterschied ist bei weitem nicht so groß, wie nach der Tackabstufung zu erwarten wäre. Da der Tack aus dem Rollverhalten bestimmt wird, überrascht es keineswegs, daß höhere Tackwerte zu höheren Momenten führen. Die beiden Materialien mit dem hohen Tack ergeben die kleinere Druckkraft, was als Auswirkung einer erhöhten Zugkraftverteilung am Auslauf der Druckzone angesehen werden kann und so die vorherigen Überlegungen bestätigt.

Weder Tack noch Viskosität sind vom entscheidendem Einfluß auf den Schlupf. Die Gummiwalze wird unabhängig von den Substanzen an ihrer Oberfläche gedehnt, woraus folgt, daß das Medium im Walzenspalt die Kräfte festkörperähnlich über-

trägt. Bei höheren Reibmomenten der Lager kann bei Verwendung von Vaseline reiner Gleitschlupf erzeugt werden. Die Schlupfwerte liegen dann sehr viel höher, die Kurve hat einen anderen Verlauf.

#### 5.4 Schlußfolgerung aus den Messungen mit Zwischenmedium

Mit den Meßergebnissen aus der ersten und zweiten Versuchsserie ist die Anwendbarkeit einer hydrodynamischen Theorie auf das Problem Druckfarbe im Spalt zwischen zwei gegeneinander angepreßten Stahl- und Gummiwalzen stark in Frage gestellt. Zur weiteren Beweisführung neben den Messungen sollen die tatsächlichen Verhältnisse im Modellwalzenfarbwerk den für die Anwendung der hydrodynamischen Theorie notwendigen Voraussetzungen gegenübergestellt werden.

So ist es erstens fraglich, ob im gesamten Walzenspalt (Höhe ca.  $4\text{ }\mu\text{m}$ ) zwischen Gummi- und Stahlwalze ein ungestörter Strömungsverlauf herrschen kann und somit hohe Schergefälle möglich sind. Die Oberflächenrauheiten der Gummiwalzen liegen auch bei sorgfältig überschliffenen Walzen bei mittleren Rauhtiefen von 8 bis  $14\text{ }\mu\text{m}$ . Der ungestörte Strömungsverlauf als Voraussetzung zur Rechnung wird dadurch verhindert. Die Grundvoraussetzung und Punkt 4 sind damit nicht erfüllt.

Zur Überprüfung von Punkt 6 muß man sich einmal frei von allen Abstraktionen die wirklichen geometrischen Verhältnisse im Walzenspalt vor Augen halten und mit den Bildern, die man immer wieder in der Literatur findet, vergleichen. Zur Verdeutlichung der wirklichen Spaltgeometrie sei eine Hochgeschwindigkeitsaufnahme gezeigt (Abb. 67a) und zum Vergleich daneben ein Bild aus der Literatur (Abb. 67b), auf dem die für die Theorie verwendete Geometrie zu sehen ist. Die Verformung der Gummiwalze ist in Abb. 67a gut sichtbar. Punkt 6 trifft damit nicht zu.



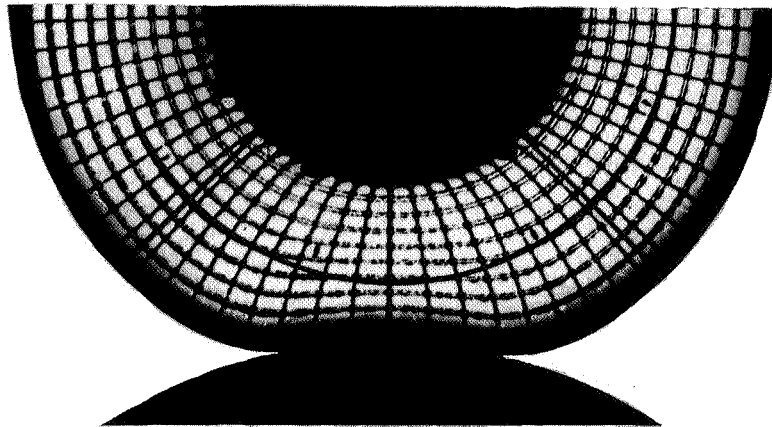


Abb. 67a Aufnahme von der Verformung einer Gummiwalze

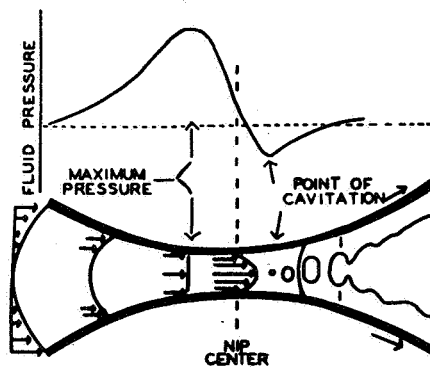


Abb. 67 b Verhältnisse im Walzenspalt nach /2/ Bd.3

Die Spaltgeometrie der Kombination Gummi - Stahlwalze wird sich wegen der Verformbarkeit der Gummiwalze nicht in der Mitte verengen, sondern eher wegen des höheren Druckes erweitern. An Ein- und Auslauf ist der Walzenspalt ebenfalls erweitert, so daß er sich insgesamt gesehen als ein Kanal von unterschiedlichen, durch die Verformungen vorgegebenen Breiten erweist, mit Rauigkeiten in der Größenordnung des Spaltes. Die Druckfarbe haftet an den Rändern. Bei diesen Gegebenheiten fällt es leichter, sich einen Transportvorgang vorzustellen, als an eine beschleunigte Strömung mit einem sich in der Mitte verengenden Spalt.

Eine weitere Diskrepanz ist bei Betrachtung von Punkt 7 festzustellen. Druckfarbe ist eine pseudo-plastische Substanz mit Thixotropie-Erscheinungen und keine Newton'sche Flüssigkeit, auch nicht näherungsweise. Sie hat eine Fließgrenze, unterhalb derer sie sich wie ein Festkörper verhält. Wenn die Tangentialbeanspruchungen im Walzenspalt gering sind, ist es daher denkbar, daß diese Fließgrenze nicht überschritten wird..

Bereits beim Übergang von der hydrodynamischen zur elasto-hydrodynamischen Theorie konnte man feststellen, daß es nicht gleichgültig ist, ob man mit starren oder elastischen Körpern rechnet. Beim Erarbeiten einer neuen Theorie sollte auf alle Fälle versucht werden, die Eigenschaften des Belagmaterials und dessen Verformungen zu berücksichtigen. Der Versuch sollte darauf hinauslaufen, eine viskoelastisch-hydrodynamische Theorie aufzubauen, bei der Kompatibilität zwischen den hydrodynamischen Gleichungen der Flüssigkeit und den viskoelastischen Gesetzen des Walzenbelags herrschen muß. Die hier vorgelegten Messungen zeigen deutlich, daß die Eigenschaften des Belagmaterials überwiegend für den qualitativen Kurvenverlauf verantwortlich sind.

Unter diesem Gesichtspunkt sollten auch all die Versuche gesehen werden, die eine Korrelation zwischen Ergebnissen aus der hydrodynamischen Theorie und Versuchswerten an einem Tackmeter, in das eine viskoelastische Walze eingebaut ist, herstellen wollen.

Eine andere, sehr problematische Gepflogenheit ist die Anwendung von Viskosimeterdaten in der Rechnung. In der hydrodynamischen Theorie wird die Viskosität der Flüssigkeit benötigt. Bei der pseudoplastischen Substanz Druckfarbe ist die Fließkurve gekrümmt und hat an jeder Stelle eine andere "scheinbare" Viskosität. Üblicherweise wird die Viskosität bei hohen Schergefällen, die etwa konstante "plastische"

Viskosität eingesetzt. Mit einem Stabviskosimeter ergibt sich ein anderes Rheogramm einer thixotropen Druckfarbe als mit einem Rotationsviskosimeter. Die Schergefälle, sofern sie nicht zu klein sind, sind bei allen Viskosimetern wohldefiniert. Doch auch hier ist bei der Interpretation der Messungen Vorsicht am Platze /175/.

Nach diesen kritischen Anmerkungen ist daher ernsthaft zu prüfen, ob es physikalisch vertretbar ist, von Viskosimeterdaten auf das Verhalten im Farbwerk oder im Druckwerk zu schließen oder sie bei einer Rechnung zu verwenden, denn

1. ist der Flüssigkeitsfilm im Viskosimeter größer als im Walzenspalt,
2. tritt eine echte Scherung auf, da eine Oberfläche steht, die zweite sich bewegt,
3. sind die an der Scherung beteiligten Festkörper - wie z.B. die Wandungen - nicht viskoelastisch, sondern eher starr und
4. wird nicht wie beim Rollen ein zusätzlicher Druck auf die Flüssigkeit ausgeübt.

So bleiben einige erhebliche Zweifel an der Anwendbarkeit vieler bisheriger Arbeiten auf den Fall der Farbe im Walzenfarbwerk, obwohl jede dieser Arbeiten für die Voraussetzungen, die ihr zugrunde liegen, theoretisch richtig sein mag. Die vorgelegten Messungen und Überlegungen können daher der Suche nach neuen, besser zutreffenden Ansätzen dienen.

## 6. DAS BETRIEBSVERHALTEN DES DREI WALZEN - SYSTEMS

### 6.1 Einleitende Bemerkungen zum Dreiwalzen-System

Die bisherigen Untersuchungen am Zweiwalzen-System legen den Grundstein für das Verständnis des Dreiwalzen-Systems. Bei diesem existieren je nach Einstellung der Walzen mehrere Betriebszustände. Zur Beachtung des grundlegenden Unterschiedes zwischen den beiden Systemen sei zu Anfang dieses Kapitels noch einmal darauf hingewiesen, daß im Dreiwalzen-System beide Stahlwalzen angetrieben werden und die beiden Antriebe formschlüssig miteinander verbunden sind. Das folgende Kapitel befaßt sich daher eingehend mit der Ursache, dem Entstehen, dem Auftreten und der relativen Größe von Momenten und den zugehörigen Leistungsflüssen, die für die möglichen Betriebszustände des Modell-Walzenfarbwerks charakteristisch sind. Im Vordergrund des Interesses soll die Herausstellung der Bedingungen stehen, unter denen umlaufende Leistungen, die eine unnötige Belastung darstellen, vorkommen. Die genaue Kenntnis dieser Bedingungen hilft dann günstige Einstellungen zu finden, bei denen das Farbwerk mit den geringsten Beanspruchungen laufen kann.

#### 6.1.1 Die Retardation im Dreiwalzen-System

Durch die rasche Aufeinanderfolge zweier Druckzonen kann die Restverformung eher eine Auswirkung auf die nächste Druckzone haben. Aus den beiden Abbildungen 68 und 69 geht hervor, wie sich bei nicht abgeklungener Restverformung rein überlegungsmäßig die Kontaktgeometrien darstellen. In Abb. 68 ist für die  $90^0$ -Stellung, bei der am ehesten Rückwirkungen zu erwarten sind (kleinster Abstand beider Walzen im Modell) die Gummiwalze in vier Zonen aufgeteilt. In Zone 1 ist die Verformung vorgegeben durch die Ein-

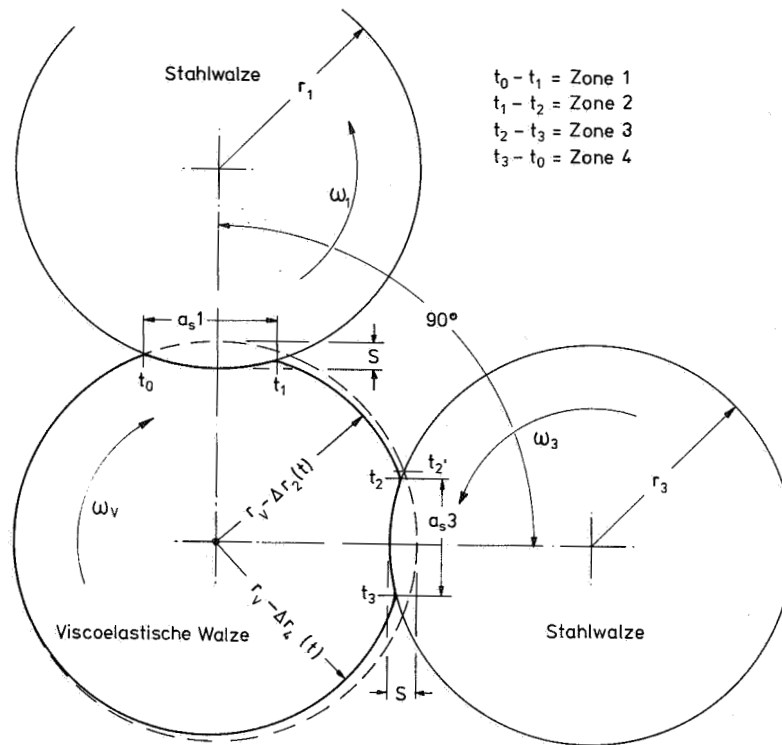


Abb. 68 Kontaktzonen bei vorhandener Restverformung

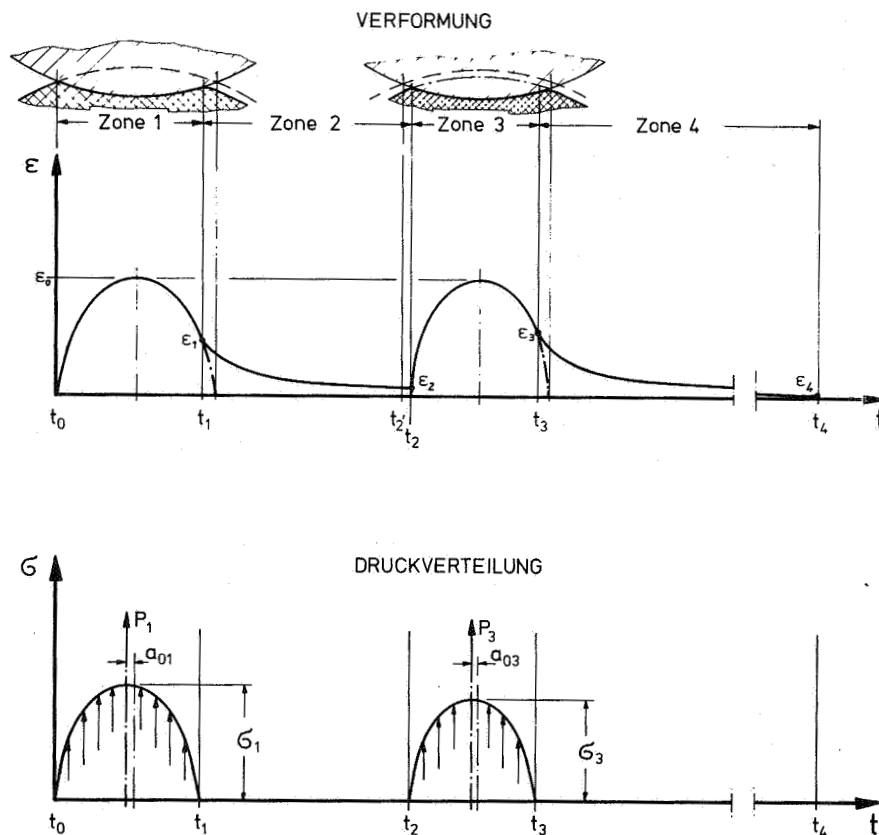


Abb. 69 Verformungen und Druckverteilung bei wirksamer Restverformung

drückung der Stahlwalze. In Zone 2 klingt die Restverformung  $\Delta r_2$  nur zum Teil ab, da die Stahlwalze der folgenden Druckzone ein weiteres Zurückgehen der Verformung verhindert. Die zweite Berührzone (Zone 3) beginnt aber später ( $t_2$ ) als bei vollständig zurückgegangener Verformung aus der ersten Druckzone ( $t_2'$ ). Die zweite Druckzone hat ebenfalls wieder eine Verkürzung,  $\Delta r_4(t_3)$  ist größer als  $\Delta r_2(t_1)$ . Da der Weg bis in die folgende Druckzone recht groß ist, sei angenommen, daß  $\Delta r_4$  vollständig abklingt und Druckzone 1 wieder an dem Ausgangsradius beginnt. In Abb. 69 sind die Verformungen und Kräfteverteilung in den 4 Zonen abgewickelt dargestellt. Daraus ist der Einfluß der Restverformung auf die Druckkraft 2 und damit auf das Moment 2 für den vorgegebenen Fall abzulesen.

Die Verformungen außerhalb der Druckzone klingen nach e-Funktionen ab, wobei die Größe der Retardationszeit  $\tau_c$  eine Rolle spielt. In Zone 3 ist die Kontaktzeit wegen der geringeren Druckzonenbreite kürzer als in Zone 1. Das führt dazu, daß die Verformungsfrequenz hier theoretisch höher ist, was Auswirkungen auf die Materialeigenschaften haben könnte. Wegen der geringeren Druckzonenbreite ist die Druckkraft in Zone 3 kleiner als in Zone 1, auch wenn man den Anstieg des E-Moduls infolge der höheren Verformungsfrequenz berücksichtigt. Dies geht aus einer kleinen Rechnung hervor, in der das Verhältnis der Druckverteilungsergebnisse und der viskoelastischen Momente in den beiden Druckzonen 1 und 3 gemäß den Gleichungen 12 und 13 gebildet wurde und in Abb. 70 über dem Verhältnis der Druckzonenbreiten aufgetragen wurde.

Aus diesem Bild kann man entnehmen, daß bereits bei einer geringen Verkürzung der zweiten Druckzone infolge Restverformung aus der ersten Druckkraft und Moment merklich kleiner werden müssen.

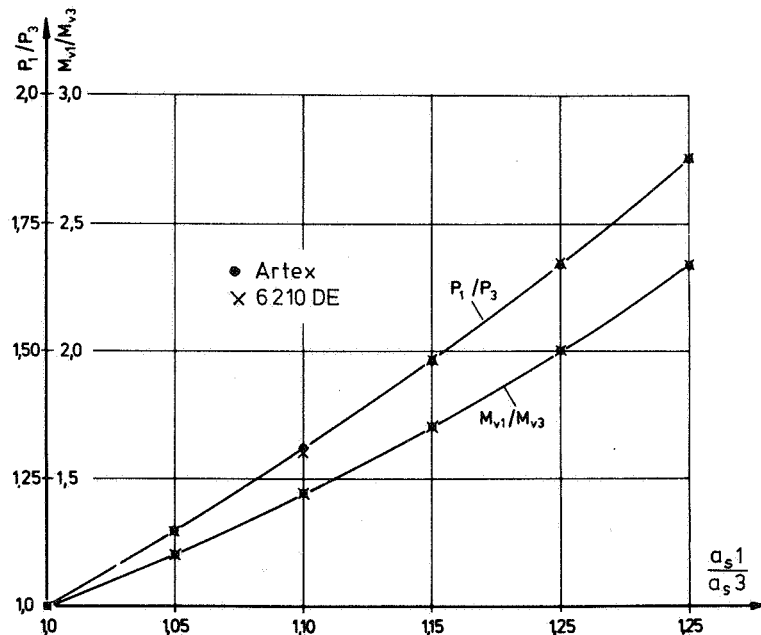


Abb. 70 Verhältnis von Momenten und Druckkräften in beiden Berührzonen bei wirksamer Restverformung

Mißt man also in beiden Druckzonen Druckkräfte und Drehmomente und bildet ihr Verhältnis, so kann man daraus erkennen, ob es eine Restverformung gibt oder nicht. Da mit der Veränderung des Winkels der beiden Stahlwalzen die Entfernungen der Druckzonen variiert werden können, existiert grundsätzlich auch die Möglichkeit auf die Abklingzeit zu schließen. Wenn die Momente und Druckkräfte in beiden Druckzonen gleich sind, dann ist anzunehmen, daß keine merkliche Restverformung mehr in die nächste Druckzone einwirkt.

In zahlreichen Versuchen mit allen drei Walzenmaterialien wurden die Druckkräfte und Momente in beiden Druckzonen bei gleicher Anstellung und gleichen Stahlwalzenradien, jedoch bei verschiedenen Winkelstellungen gemessen. In keinem Fall waren die Meßgrößen in den Druckzonen so unterschiedlich, daß daraus auf eine Restverformung geschlossen werden konnte.

Daraus folgt, daß die Erholungszeit der verwendeten Walzenbeläge kleiner oder höchstens gleich groß der Zeit ist, die ein Gummielement benötigt, um von einer Druckzone in die andere zu gelangen ( $\tau_c < t_2 - t_1$ ).

Wegen der Erkenntnis, daß die Stellung der Stahlwalzen und damit der Abstand zwischen den Druckzonen keine Bedeutung hat, konnten alle weiteren Versuche mit dem Dreiwalzen-System in der  $180^\circ$ -Stellung durchgeführt werden.

Bei einem Vergleich der im Zweiwalzen-System gemessenen Druckkraft mit den beiden in der  $180^\circ$ -Stellung gemessenen Druckkräften im Dreiwalzen-System zeigt es sich, daß die beiden letzteren im Durchschnitt geringfügig größer sind, also eine Stützwirkung von der zweiten Stahlwalze ausgeht.

#### 6.1.2 Das Dreiwalzen-System als Koppelgetriebe

Zur Verdeutlichung der festgelegten Momenten- und Drehrichtungen, der Meßgrößenkennzeichnung und der folgenden Betrachtungsweise als Koppelgetriebe dient Abb. 71.

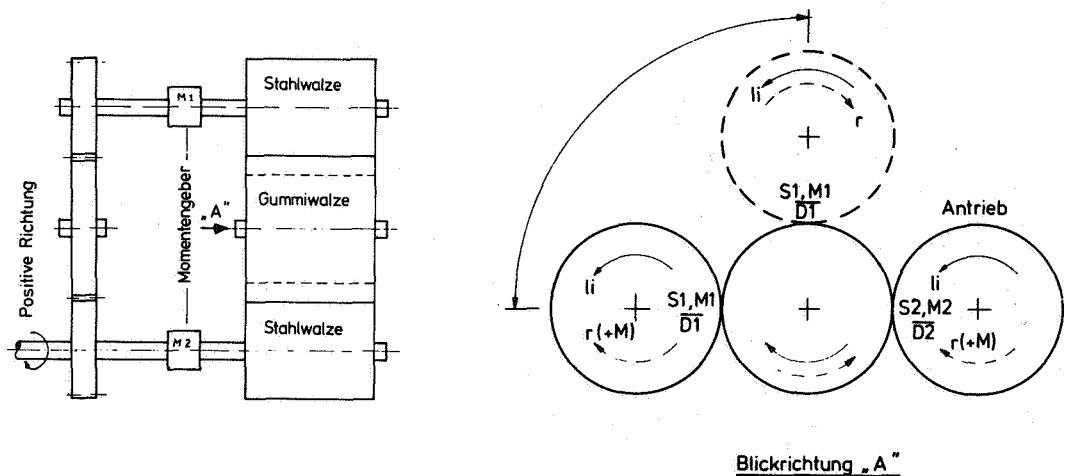


Abb. 71 Schematische Darstellung des Dreiwalzen-Systems

Getriebetechnisch gesehen besteht die Anordnung in Abb. 71 aus einem reib- und einem formschlüssigen Standgetriebe, von denen jedes über zwei Wellen zum Koppeln verfügt. Werden die beiden Getriebe nur über eine der Wellen miteinander



verbunden, so besitzt das so entstandene zwangsläufige Koppelgetriebe eine freie Koppelwelle, in der das Meßelement für die Momente liegt. Daraus entsteht, sofern nur die gekoppelte Stahlwalze mit der Gummiwalze Berührung hat, das sog. Zweiwalzen-System, das bei dieser Anordnung keine eigentliche Antriebswelle hat. In solchen Getrieben kann nur Wirkleistung fließen, die speziell hier nur zur Deckung von Verlusten notwendig ist.

Werden die beiden Teilgetriebe über zwei freie Koppelwellen miteinander verbunden und berühren beide Stahlwalzen die Gummiwalze, dann wird durch die zusätzliche Bindung ein weiterer Freiheitsgrad genommen. Es entsteht die mit "Dreiwalzen-System" bezeichnete Anordnung. Dieses neue Koppelgetriebe, das wiederum keine Abtriebswelle hat, besteht aus zwei Teilgetrieben, die unter Umständen im entkoppelten Zustand geringfügig unterschiedliche Übersetzungsverhältnisse haben. Die so entstehende Verspannung würde bei zwei formschlüssigen Teilgetrieben selbsthemmend wirken. Es könnte keine Leistung fließen, ein Antriebsmoment könnte jedoch aufgebracht werden.

Anders werden die Verhältnisse, wenn die vorliegende Walzenanordnung als reibschlüssiges Teilgetriebe angesehen wird. Bei einem reibschlüssigen Teilgetriebe kann die Hemmung des Getriebes dadurch überwunden werden, daß an den Reibstellen ab einem bestimmten Moment Schlupf auftritt. Ist - wie im vorliegenden Fall - eine Gummiwalze ein Bestandteil des Reibgetriebes, dann tritt im wesentlichen Dehnschlupf als Ausgleichmechanismus auf. Das Koppelgetriebe kann sich drehen und eine Leistung führen.

Aufgrund der inneren Verspannung kann jetzt eine umlaufende Leistung, auch Koppelblindleistung genannt, entstehen, die sich der Wirkleistung überlagert. Diese umlaufende Leistung wird über die Zwangsmomente, die ihr zugrunde liegen, meßtechnisch festgestellt.

Der Antrieb der Gummiwalze ist durch die beiden Berührstellen mit fest angetriebenen Stahlwalzen überbestimmt. In einem solchen System lassen sich nicht alle Kräfte und Momente aus Gleichgewichtsbedingungen allein nach den Gesetzen der Statik ausrechnen, denn solche gekoppelten Getriebe sind statisch unbestimmt.

Leistungsflüsse mit umlaufenden Leistungen sind kennzeichnend für gekoppelte Getriebe. Da sie auch im Dreiwalzen-System nachgewiesen werden, kann dieses als ein Koppelgetriebe angesehen und mit den bei diesen Getrieben üblichen Diktionen und Darstellungsweisen behandelt werden.

#### 6.1.3 Die Versuchsarten im Dreiwalzen-System

Wie beim Zweiwalzen-System sind die Variablen bei der Versuchsdurchführung für alle Versuche die Drehzahl und die Anstellung der Stahl- an die Gummiwalze, so daß sich folgende Meßreihen ergeben:

1. Variation der Drehzahl von 0 bis 1000 Upm
  - a) bei symmetrischer Anstellung  $S_1=S_2=0,4$  mm
  - b) bei asymmetrischer Anstellung  $S_1=0,2$  mm,  $S_2=0,4$  mm.
2. Variationen der Anstellung bei konstanter Drehzahl ( $n=400$  Upm)
  - a) symmetrisch:  $S_1=S_2$ =variabel von 0,1 bis 1 mm
  - b) asymmetrisch:  $S_1$  (bzw.  $S_2$ )= konstant und  $S_2$  (bzw.  $S_1$ ) variabel von 0,1 bis 1 mm.

Als sich ergebende Größen werden wieder gemessen: die Druckkraft, die Drehmomente und das Drehzahlverhältnis.

Diese Meßreihen wurden einmal mit Stahlwalzen gleichen Durchmessers (99,90 mm) durchgeführt. Für diesen Fall kann aus dem Drehzahlverhältnis ein Schlupf ausgerechnet werden.

Eine zusätzliche - und wie sich zeigen wird - nicht unbedeutende Asymmetrie kann dadurch erzeugt werden, daß die Stahlwalzendurchmesser geringfügig voneinander abweichen. Um einen solchen Einfluß deutlich zu machen, wurden die unter 1 und 2 genannten Versuche noch einmal durchgeführt, wenn sich die Durchmesser der starren Walzen um 0,3 mm unterscheiden (99,38 und 99,68 mm), ohne jedoch das Übersetzungsverhältnis der Zahnräder anzupassen. Speziell in diesem Fall ist bei der Meßreihe 2b darauf zu achten, auf welcher Seite die Anstellung konstant gehalten wird. Die Versuchsreihen mit symmetrischer Anstellung werden infolge Radienungleichheit ebenfalls zu asymmetrischen Fällen.

Es wurden die gleichen Walzen wie beim Zweiwalzen-System eingesetzt und sowohl im Verbund mit den radiengleichen als auch den radienungleichen starren Walzen durchgemessen. Die im folgenden anhand von beispielhaft herausgegriffenen Walzen gezeigten und besprochenen Ergebnisse können wegen der großen Anzahl von Messungen auch mit anderen Walzen als gesichert und allgemein gelten.

Wenn hier nicht alle Ergebnisse gezeigt werden, so liegt die Begründung aber vor allem darin, daß es vollkommen genügt, die charakteristischen Verhaltensweisen am Beispiel zweier Gummiwalzen unterschiedlichen Durchmessers und Belags aufzuzeigen. Wegen des bereits bei niedrigen Anstellungen sehr hohen Drehmoments beim Belagmaterial 561.30 eignen sich diese Walzen nicht für eine Darstellung über den gesamten Bereich. Exemplarisch herausgesucht wurden die Walzen 90/20 und 70/10 mit dem Belagmaterial 6210 DE, wobei die letztere Walze auch bei den Messungen mit Farbe eingesetzt war und dadurch die Voraussetzung zu vergleichenden Betrachtungen gegeben ist, wenn das Dreiwalzen-System ebenfalls eingefärbt wird.

An Meßergebnissen sind hier nur die Momentenverläufe und damit die Leistungsflüsse von Interesse. Die Diagramme, die aus den Meßergebnissen erstellt wurden, sind wieder einheitlich über der Anstellung oder der Drehzahl dargestellt.

## 6.2 Momentengleichgewicht und Leistungsflüsse

Zur besseren Beurteilung und zum Verständnis der im Dreiwalzen-System vorkommenden Betriebsarten empfiehlt es sich, zuerst die Gleichungen für die Drehmomente aufzustellen und daraus die möglichen Fälle für den Leistungsfluß herzuleiten.

### 6.2.1 Die Gleichgewichtsbedingungen am Dreiwalzen-System

Die im Dreiwalzen-System auftretenden Schnittgrößen sind für die  $180^\circ$ -Stellung der 3 Walzen in Abb. 72 eingezeichnet. Die Lagerreaktionen sind nicht eingetragen. Infolge der Kopplung des Systems sind die Größen nicht mehr voneinander unabhängig. In den Gleichungen treten Unbekannte auf, die nur unter Zuhilfenahme weiterer Gleichungen, die nicht aus dem Dreiwalzen-System stammen, zu bestimmen sind.

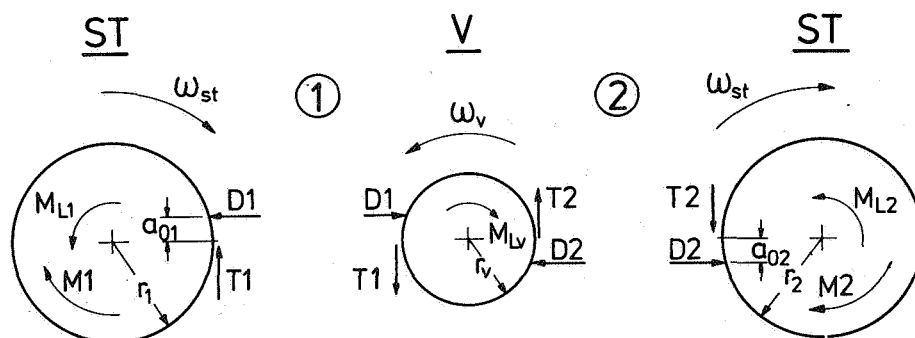


Abb. 72 Schnittgrößen am Dreiwalzen-System

In Abb. 72 eingezeichnet ist der Fall, daß beide Stahlwalzen antreiben. Die an den Stahlwalzen gemessenen Momente  $M_1$  und

M2 wirken in der gleichen Richtung. Für andere Fälle, bei denen z.B. nur eine der Seiten angetrieben wird, sind die Vorzeichen von M1 oder M2 in den Gleichungen entsprechend abzuändern.

Die Momentensumme um die Walzenmittelpunkte ergibt:

1. Stahlwalze 1:  $M_1 = D_1 \cdot a_{01} + T_1 \cdot r_1 + M_{L1}$  (37a)

2. Gummiwalze:  $(T_1 + T_2) \cdot r_v = D_1 \cdot a_{01} + D_2 \cdot a_{02} + M_{Lv}$  (37b)

3. Stahlwalze 2:  $M_2 = D_2 \cdot a_{02} + T_2 \cdot r_2 + M_{L2}$  (37c)

Die Momente M1, M2 und die Druckkräfte D1, D2 werden gemessen. Mit Hilfe der Druckkräfte lassen sich die Lagermomente bestimmen. Dies geschieht mit Hilfe von Abb. 24. Es bleiben die 4 Unbekannten T1, T2,  $a_{01}$  und  $a_{02}$  bei drei zur Verfügung stehenden Gleichungen. Zur Ermittlung der restlichen Unbekannten muß man auf die Messungen am Zweiwalzen-System zurückgreifen. An diesem kann man über das Rollmoment und die Druckkraft die Verschiebung  $a_0$  ausrechnen, sofern die Voraussetzung gilt, daß  $a_0$  vom Moment und der Tangentialkraft unabhängig ist.

#### 6.2.2 Momentensumme und Momentendifferenz

Durch die Kopplung über das Zahnradgetriebe ist nicht vorausschbar, welche der beiden Seiten antreibt, welche angetrieben wird oder ob beide antreiben. Die Vorzeichen für M1 oder M2 bzw. T1 oder T2 in den Gleichungen für das Dreiwalzen-System können sich also umkehren. Für den Sonderfall, daß eine der Tangentialkräfte zu Null wird, sind die Gleichungen wieder entkoppelt.

Die gemessenen Momente kann man sich - wegen der möglichen Vorzeichenumkehr - aus zwei Anteilen bestehend denken:

erstens aus einem Verlustmoment, das Lager- und viskoelastische Verluste deckt und als Wirkmoment  $M_w$  bezeichnet werden soll und zweitens aus einem Zwangs- oder Blindmoment  $M_B$ , das aufgrund unterschiedlicher Abwicklungsverhältnisse an den beiden Berührstellen auftritt. Da dieses Zwangsmoment nicht "verbraucht" wird, muß es an beiden Meßstellen gleich groß, im Vorzeichen aber entgegengesetzt sein. Es gilt dann für die Momente an den Stahlwalzen:

$$\begin{aligned} M_1 &= M_{w1} + M_B \\ M_2 &= M_{w2} - M_B \end{aligned} \quad (38)$$

Bildet man die Momentensumme, so fällt das Zwangsmoment heraus und es ergibt sich das gesamte Verlustmoment

$$M_1 + M_2 = M_{w1} + M_{w2} = M_w \quad (38a)$$

Eliminiert man aus den Gleichungen 37a bis c die Kräfte  $T_1$  und  $T_2$ , setzt für  $D_1 \cdot a_{01} = M_{R1}$  und für  $D_2 \cdot a_{02} = M_{R2}$ , so erhält man für die Momentensumme:

$$M_1 \frac{r_2}{r_1} + M_2 = M_{R1} \left( \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_2}{r_v} \right) + M_{R2} \left( 1 + \frac{r_2}{r_v} \right) + M_{L1} \frac{r_2}{r_1} + M_{L2} + M_{Lv} \frac{r_2}{r_v} \quad (39)$$

Weisen die beiden Stahlwalzen die gleichen Radien auf, dann vereinfacht sich die Gleichung auf:

$$M_1 + M_2 = (M_{R1} + M_{R2}) \left( 1 + \frac{r}{r_v} \right) + M_{L1} + M_{L2} + M_{Lv} \frac{r}{r_v} \quad (39a)$$

Die Gleichung 39a gilt gleichermaßen für die Leistungssumme der beiden Walzenzweige, wenn man an die Stelle der Momente die zugehörigen Leistungen setzt. Das bedeutet, daß die Gleichungen 37a und 37c mit der jeweiligen Winkelgeschwindigkeit multipliziert wurden.

Die Analyse der Gleichungen (39) bzw. (39a) zeigt, daß auf der rechten Seite die Verluste stehen, die im Dreiwalzen-

System auftreten. Sie entsprechen der Addition der Momente zweier Zweiwalzen-Systeme (vgl. Gl. 15), die bekanntlich nur Verlustleistung führen. Die Zwangsmomente sind bei der Momentensumme eliminiert.

Die Gleichung (39a) gilt für alle möglichen Fälle, wenn die Vorzeichen richtig und einheitlich eingesetzt werden. Das bedeutet,  $M_1$  und  $M_2$  erhalten gleiche Vorzeichen, wenn sie beide antreiben und unterschiedliche, wenn eine Seite angetrieben wird.

Als nächstes - nach der Bestimmung des Wirkmoments und damit der Gesamtverluste - interessiert die Größe des Zwangsmomentes. Es läßt sich nach Gleichung (38) einfach aus der Differenz zwischen den gemessenen Momenten  $M_1$  bzw.  $M_2$  und den Wirkmomenten  $M_{w1}$  bzw.  $M_{w2}$  errechnen. Als Wirkmomente müssen diejenigen Momente eines Zweiwalzen-Systems eingesetzt werden, welche die gleichen Betriebsdaten wie die betreffende Berührstelle im Dreiwalzen-System haben. Für die Beanspruchung von Wellen und Zahnrädern ist das gesamte Moment, also das Zwangsmoment zusammen mit dem Verlustmoment, maßgebend. Die Kenntnis der Zwangsmomente und ihrer Ursachen ist also durchaus notwendig.

### 6.2.3 Die Möglichkeiten im Leistungsfluß

Die Leistungen werden mit  $P$  bezeichnet, die Indizierung erfolgt analog derjenigen bei den Momenten. Eine antreibende Leistung erhält das positive Vorzeichen. Bereits mit rein theoretischen Überlegungen anhand von Gl. (38) lassen sich die möglichen Fälle für den Leistungsfluß herleiten. In diesem Abschnitt werden alle Fälle typisiert und die Kriterien für ihr Auftreten aufgestellt. Für die Leistungsflußbilder werden zwei Arten der Darstellung gewählt. Auf der linken Seite der Leistungsflußbilder ist die Leistungsbilanz zu sehen, der die echten, an jeder Stelle des ge-

koppelten Systems meßbaren Momente in Größe und Richtung zugrunde liegen. Es kann jedoch anhand dieser Darstellungsart allein nicht immer entschieden werden, ob an der Meßstelle eine umlaufende Leistung über das Moment mitgemessen wird oder nicht. Darin liegt der Vorteil der zweiten Darstellung auf der rechten Seite der Leistungsflußbilder. Hier wird die Zusammensetzung des Dreiwalzen-Systems aus zwei geeigneten Zweiwalzen-Systemen im Leistungsflußdiagramm nachgebildet. Den Wirkmomenten aus dem Zweiwalzen-System wird zur kinematischen Anpassung der Dehnungen in der Druckzone ein umlaufendes Zwangsmoment überlagert (vgl. Gl. 38). Da beide Darstellungen identisch sein müssen, ist aus den Flußdiagrammen auf der rechten Seite die Aufteilung der meßbaren Leistung in Verlust- und Blindleistung zu erkennen. Damit geben diese Bilder sozusagen die Interpretation der auf der linken Seite aufgrund der meßbaren Leistungen angeordneten Leistungsflußbilder. Die mit 1 und 2 bezeichneten Stellen sind die der Momentengeber und nicht die Berührstellen. In einem folgenden Kapitel soll dann anhand der Meßergebnisse festgestellt werden, ob das Auftreten aller sieben genannten Fälle überhaupt möglich ist und, wenn ja, unter welchen Betriebsbedingungen.

#### Fall I:

Es soll mit dem einfachsten Fall, nämlich der Leistungsteilung begonnen werden. Dabei werden die auf jeder Seite entstehenden Verlustleistungen auch über die zugehörige Seite zugeführt. Es tritt nur Wirkleistung auf. Da der Walzenstuhl kein echtes Getriebe mit einer Abtriebswelle darstellt, dient die Wirkleistung nur der Deckung der Verluste.  $P_1$  und  $P_2$  haben die gleiche Richtung und sind jede für sich betragsmäßig gleich der Leistung eines gleichartigen Zweiwalzen-Systems (Abb. 73).



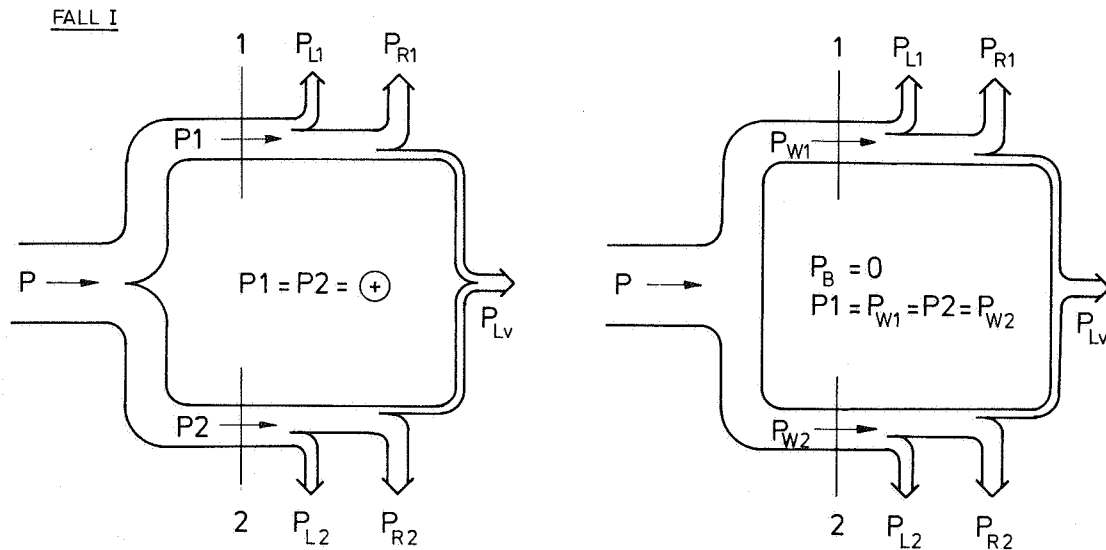


Abb. 73 Fall I Leistungsteilung; keine Blindleistung, beide Leistungsflußbilder identisch.

Fall II:

An der Stelle 1 wird eine negative - also abtreibende - Leistung festgestellt, an der Stelle 2 eine positive betragsmäßig größere Leistung  $P_2$ . Hier muß es eine umlaufende Leistung geben. Der Antrieb erfolgt nur über die Seite 2. Die Möglichkeit, daß der Betrag von  $P_1$  größer und gleich dem von  $P_2$  ist, kann nicht vorkommen. Bei Gleichheit gäbe es keine Verluste in dem System und bei  $|P_1| > |P_2|$  wäre die Abtriebsleistung größer als die Antriebsleistung. Abb. 74 gibt eine Vorstellung vom Leistungsfluß im Falle II.

Fall III:

Die Umkehrung von Fall II ist der Fall III. Hierbei führt der Walzenzweig 2 die abtreibende Leistung. Über Seite 1 fließt die Summe aus Verlustleistung und umlaufender Leistung.  $|P_2| \geq |P_1|$  kann aus den gleichen Gründen wie bei Fall II nicht existieren (Abb. 75).

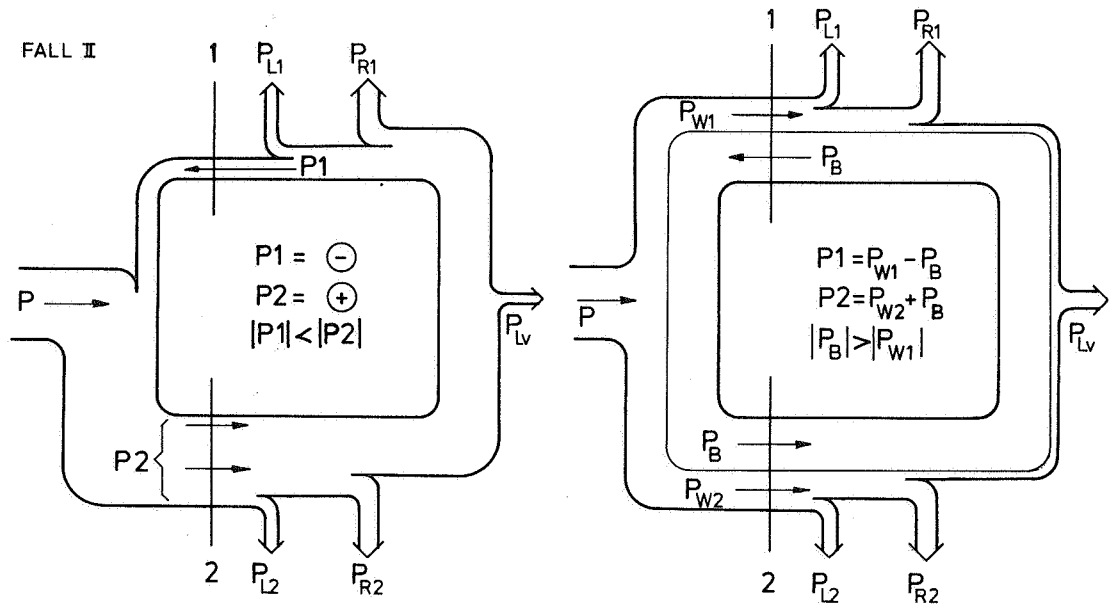


Abb. 74 Fall II Nur Seite 2 treibt an; Blindleistung läuft entgegen dem Uhrzeigersinn um.

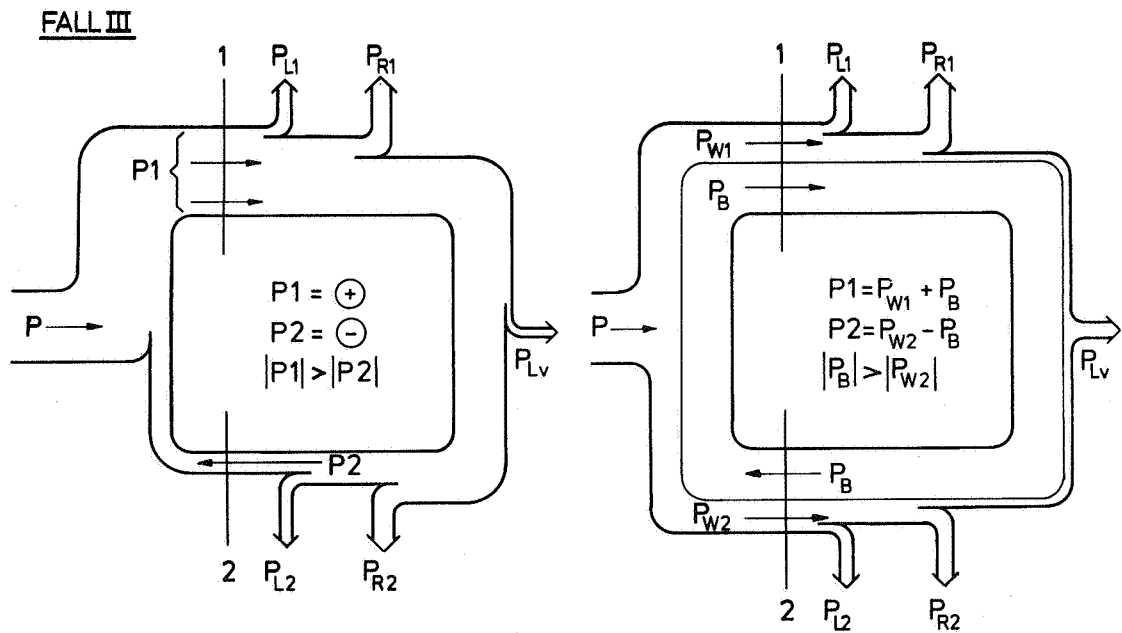


Abb. 75 Fall III Nur Seite 1 treibt an; Blindleistung läuft im Uhrzeigersinn um

#### Fall IV:

Bei der vierten Möglichkeit des Leistungsflusses führen zwar beide Seiten eine positive Leistung. Die Leistung eines Walzenzweiges genügt jedoch nicht zur Deckung der Verluste, so daß  $P_1 > P_2$  und z.B.  $P_{W2} > P_2$  ist. Auch in diesem Fall gibt es eine umlaufende Leistung. Abb. 76 zeigt diese Möglichkeit auf, wobei die Darstellung auf der linken Seite vom Bild her leicht verwechselt werden kann mit dem Fall der Leistungsteilung. Zur Unterscheidung wird die Darstellung auf der rechten Seite notwendig. Hier muß die Zusatzbedingung beachtet werden, daß die Wirkleistung größer als die Antriebsleistung ist. Die umlaufende Leistung fließt im Uhrzeigersinn.

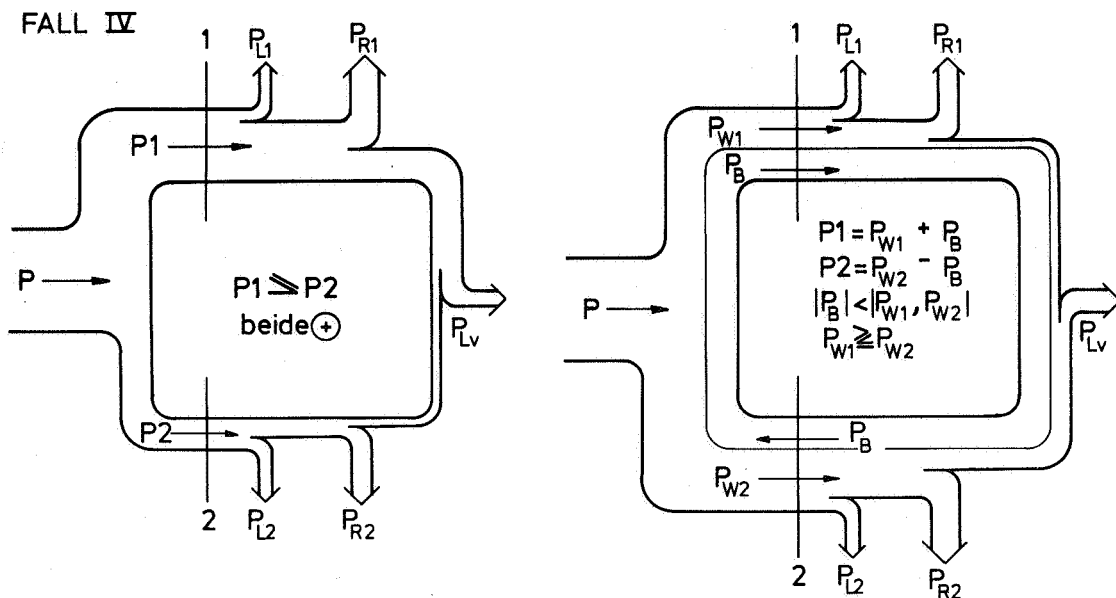


Abb. 76 Fall IV Beide Seiten treiben an; Blindleistung läuft im Uhrzeigersinn um\*

#### Fall V:

Der Fall V ist von den äußeren Merkmalen her gesehen leicht mit Fall IV zu verwechseln. Die Leistungen an den Stellen 1

\* ) vgl. Anhang

und 2 sind beide positiv aber unterschiedlich groß, wobei  $P_2 > P_1$  ist. Die Blindleistung kann im und entgegen dem Uhrzeigersinn fließen. Abb. 77 zeigt einen Sachverhalt anhand der zugehörigen Leistungsflußbilder. Vom Fall V abgedeckt wird auch der Fall, daß an der Berührstelle 1 beider Walzen kein Moment übertragen wird, der Momentengeber 1 aber ein Moment, nämlich das Lagermoment der Stahlwalze, anzeigt. Es ist dann  $P_1 = P_{L1}$ . Die viskoelastische Verlustleistung für die Berührstelle 1 wird noch über Seite 2 gedeckt.

FALL V

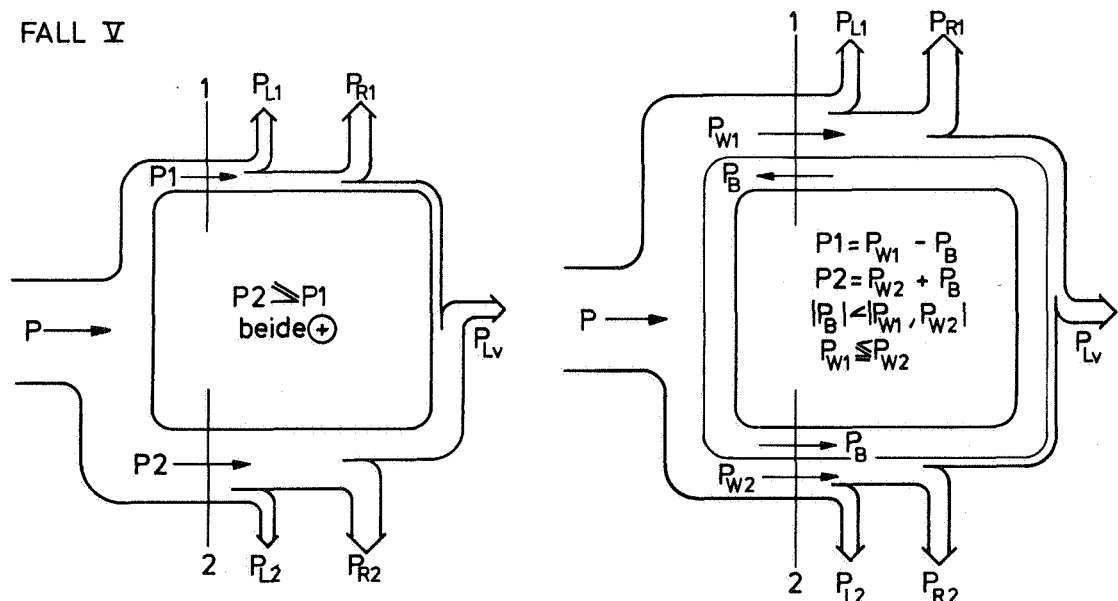


Abb. 77 Fall V Beide Seiten treiben an; Blindleistung läuft entgegen dem Uhrzeigersinn um \*

Fall VI:

Jetzt liegt der Sonderfall vor, daß an der Meßstelle 1 kein Moment festgestellt wird. In Abb. 78 ist dieser Fall für  $P_1 = 0$  dargestellt. Umlaufende Leistung und Verlustleistung heben sich gerade auf, da sie umgekehrte Vorzeichen an der Stelle 1 haben. Roll- und Lagerverluste werden vollständig über Seite 2 gedeckt.

\* ) vgl. Anhang

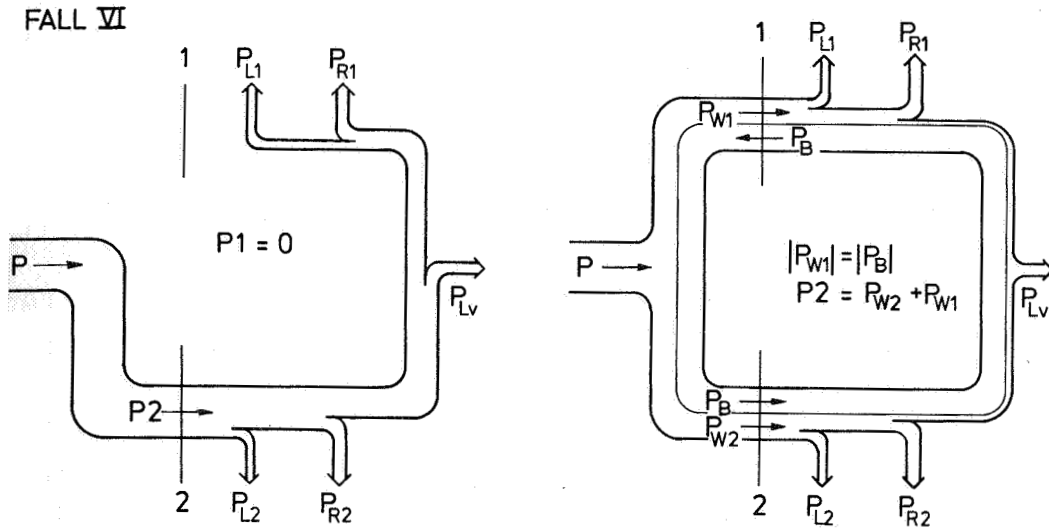


Abb. 78 Fall VI Nur Seite 2 treibt an; Blind- und Wirkleistung an Seite 2 sind entgegengesetzt gleich

Fall VII:

Der Vollständigkeit halber ist noch der Fall gesondert aufgeführt, daß an Meßstelle 2 kein Moment gemessen wird. Die Blindleistung fließt entgegen der Wirkleistung und hat den gleichen Betrag. Roll- und Lagerverluste werden vollständig über die Seite 1 gedeckt (Abb. 79).

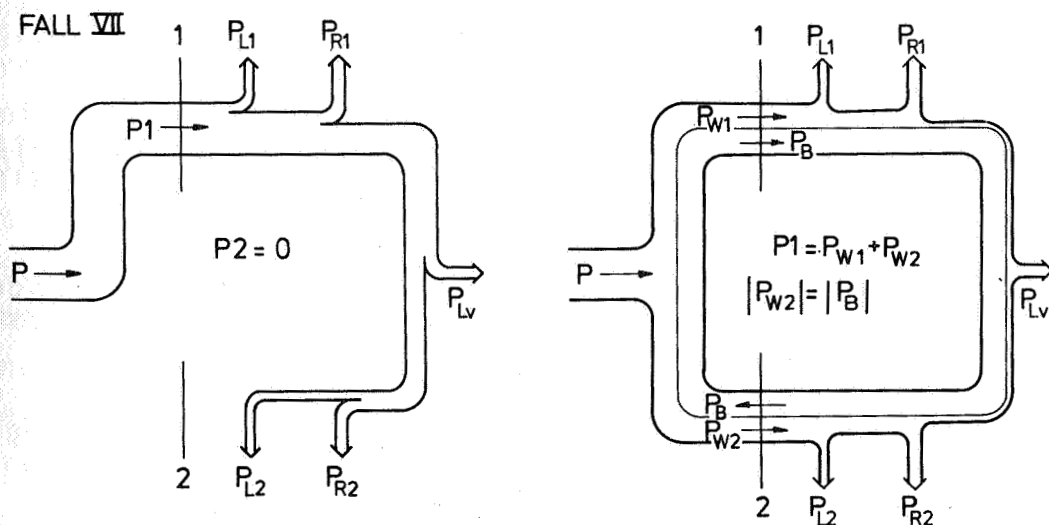


Abb. 79 Fall VII Nur Seite 1 treibt an; Blind- und Wirkleistung an Seite 2 sind entgegengesetzt gleich

Negative Momente können nicht gleichzeitig an beiden Gebern auftreten, da dann zwei abtreibende Leistungen ohne antreibende Leistung vorhanden wären. Demnach sind mit dieser Typisierung alle denkbaren Fälle für den Leistungsfluß aufgeführt. Sie sollen in Tabellenform noch einmal zusammengefaßt werden (vgl. Tabelle 4). Die nachfolgenden Meßergebnisse sollen aufzeigen, ob - und unter welchen Bedingungen - die einzelnen Fälle auftreten.\*

Fälle	Leistungen an den Meßstellen	Blind- und Wirkleistung	Umlaufrichtung
I:	$P_1 = P_2 > 0$ $P_1, P_2 > 0$	$P_B = 0$ $P_{w1} = P_1, P_{w2} = P_2$	keine
II:	$P_1 < 0$ $P_2 > 0$	$P_B \neq 0$ $/P_B/ > /P_{w1}/$	entgegen dem Uhrzeigersinn
III:	$P_1 > 0$ $P_2 < 0$	$P_B \neq 0$ $/P_B/ > /P_{w2}/$	im Uhrzeigersinn
IV:	$P_1, P_2 > 0$ $P_1 > P_2$	$P_B \neq 0$ $P_{w1} \leq P_{w2}$	im und entgegen dem Uhrzeigersinn
V:	$P_1, P_2 > 0$ $P_1 < P_2$	$P_B \neq 0$ $P_{w1} \geq P_{w2}$	im und entgegen dem Uhrzeigersinn
VI:	$P_1 = 0$ $P_2 > 0$	$P_B \neq 0$ $/P_B/ = /P_{w1}/$	entgegen dem Uhrzeigersinn
VII:	$P_1 > 0$ $P_2 = 0$	$P_B \neq 0$ $/P_B/ = /P_{w2}/$	im Uhrzeigersinn

Tabelle 4

\* ) Ausführliche Erläuterungen sind in einem Anhang gegeben.

### 6.3 Die Meßergebnisse unter verschiedenen Betriebsbedingungen am Dreiwalzen-System

Die Meßergebnisse am Dreiwalzen-System zeigten, daß es verschiedene Einflußparameter gibt, von denen jeder für sich zu charakteristischen Kurvenverläufen führt. Bei der Darstellung und Besprechung der Messungen ist es für eine klare Trennung der Einflußgrößen notwendig, ein Kennzeichensystem einzuführen. Die vorgenommene Unterteilung richtet sich nach den durch die Parametervariation gekennzeichneten Betriebsbedingungen, unter denen das Walzen-System läuft. Diese vier Betriebsarten werden durch eine zusätzliche Indizierung der Meßgrößen - hier speziell der Momente - kenntlich gemacht. Sie sind nicht mit den Fällen im Leistungsfluß zu verwechseln, sondern pro Betriebsart können je nach Anstellung mehrere Leistungsflußfälle auftreten.

#### 6.3.1 Das symmetrische Dreiwalzen-System

$r_1=r_2$ ;  $S_1=S_2$ ; kennzeichnender Index:  $z$ ;

Die Verhältnisse am symmetrischen Walzensystem sind am besten überschaubar. Es ist gekennzeichnet durch genau gleiche Durchmesser der beiden starren Walzen und einer genau gleichen Zustellung dieser an die Gummiwalze auf beiden Seiten. Die letzte Bedingung im Versuch exakt einzuhalten, ist recht schwierig, da die Anstellung "Null" auf beiden Seiten getrennt eingerichtet wird und daher geringe - später aber merkbare - Abweichungen nicht auszuschließen sind. Eine Kontrolle erfolgt über die Druckkraft, denn zur gleichen Anstellung gehört bei der gleichen Walze auch eine gleiche Druckkraft.

### 6.3.1.1 Besprechung der Momentenverläufe

Die Abb. 80 und 81 zeigen die Einzelmomente  $M1_z$  und  $M2_z$  in den beiden Walzenzweigen als Funktion der Anstellung für die Walzen 70/10 und 90/20. Dadurch, daß beide Diagramme nebeneinander angeordnet sind, kann man den Einfluß der Schichtdicke sehr gut beurteilen. Die Walze mit dem dünneren Belag weist die steilere Momentenkurve auf. Wie aus Gleichung (27) in Verbindung mit Gleichung (2) hervorgeht, führt zwar ein größerer Radius zu einer Momentenvergrößerung. Die dünnere Schicht der Walze 70/10 verursacht jedoch einen weit stärkeren Anstieg der Momentenkurve als es der größere Radius der Walze 90/20 vermag. Darin besteht kein Unterschied zum Zweiwalzen-System.

Außerdem eingetragen ist die Momentensumme ( $M1_z + M2_z$ ) und die Addition der zu der jeweiligen Anstellung gehörenden Momente aus den Messungen am Zweiwalzen-System ( $2M_z$ ).

Die beiden Kurven für die Einzelmomente  $M1_z$  und  $M2_z$  im Dreiwalzen-System müßten theoretisch genau aufeinander liegen, denn die Symmetrie in der Anstellung bedingt ein gleiches viskoelastisches Verlustmoment. Da auch die Druckzonen was Breite und Dehnung betrifft gleich sein müssen, kann auch keine unterschiedliche Abwicklung das Auftreten eines Zwangsmoments verursachen. Das Moment, das auf jeder Seite zur Deckung der Verlustleistung notwendig ist, entspricht dann demjenigen eines gleichgearteten Zweiwalzen-Systems.

In Abb. 81 für die Walze 90/20 sind denn auch die beiden Kurven für die Einzelmomente nahezu gleich der Kurve für das Zweiwalzen-System aus Abb. 45. Die geringen Abweichungen sind auf unterschiedliche Lagerreibung zurückzuführen und liegen innerhalb der Grenzen der Reproduzierbarkeit der Messungen. Die Differenz  $M1_z - M2_z = \Delta M_z$  bzw.  $M2_z - M_z$  ist prak-



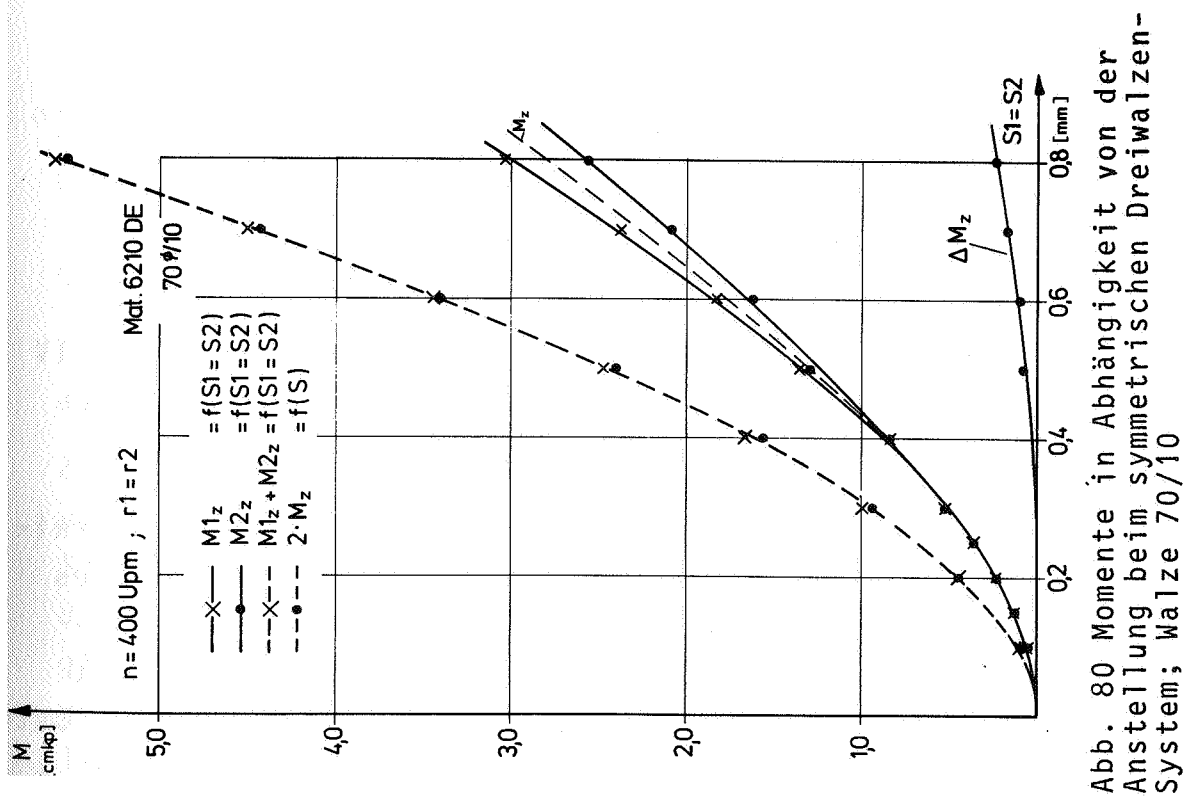


Abb. 80 Momente in Abhängigkeit von der Anstellung beim symmetrischen Dreiwalzen-System; Walze 70/10

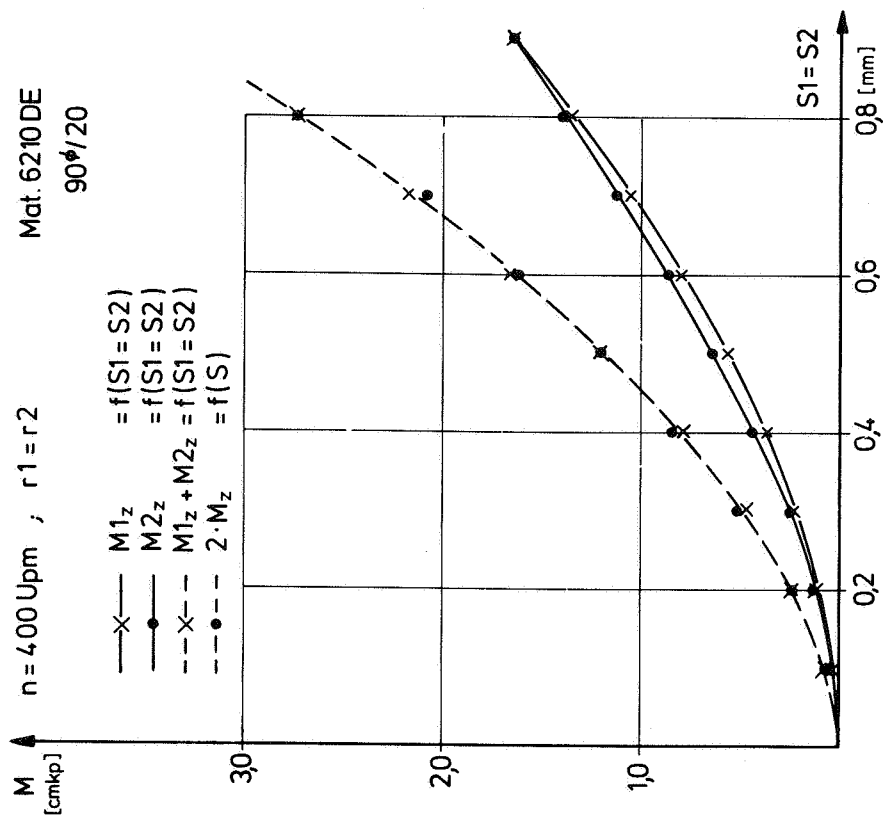


Abb. 81 Momente in Abhängigkeit von der Anstellung im symmetrischen Dreiwalzen-System; Walze 90/20

tisch Null. Demnach hat man es beim symmetrischen Dreiwalzen-System für alle Anstellungen mit Fall I der reinen Leistungsteilung zu tun (Abb. 73).

Etwas andere Verhältnisse zeigt Abb. 80 für die Messungen an der Walze 70/10. Hier decken sich die beiden Kurven für die Einzelmomente bis  $S_1=S_2=0,4$  mm genau, divergieren jedoch anschließend. Bei diesen Versuchen ist es offensichtlich nicht gelungen, die Anstellung auf beiden Seiten über den gesamten Bereich genau gleich zu halten. Aus den Momentensummenkurven ist abzuleiten, daß der Unterschied in den Anstellungen nicht größer als ein hunderstel Millimeter sein kann. Durch die geringe Belagstärke und damit die größere maximale Radialdehnung waren die Auswirkungen dieser Asymmetrie auf die Einzelmomente recht groß. Es entsteht eine geringe umlaufende Leistung, die vom Prinzip her jedoch nicht bei symmetrischen Walzensystemen auftreten darf. Diese Messung beweist die Empfindlichkeit gegenüber geringsten Asymmetrien im System.

Die Differenz der Momente zum Zweiwalzen-System ist mit in Abb. 80 eingetragen.

$$\Delta M_z = |M_{1z} - M_z| = |M_{2z} - M_z|$$

Für den Leistungsfluß liegt bei der Walze 70/10 bis zur Stelle  $S=0,4$  Fall I (Abb. 73) vor und anschließend Fall IV (Abb. 76). Aus der Besprechung der Diagramme ist folgende Schlußfolgerung zu ziehen:

Im ideal symmetrischen Dreiwalzen-System (gleiche Lagerreibung, genau gleiche Anstellung auf beiden Seiten) gibt es keine umlaufende Leistung, sondern eine reine Leistungsteilung, wobei in jedem Zweig genau die Leistung geführt wird, die zur Deckung der diesem Zweig zugeordneten Verluste notwendig ist. Geringe Abweichungen von den idealen Bedingungen haben bereits eine umlaufende Leistung zur Folge,

und die für die Beanspruchung ausschlaggebenden Momente (vgl.  $M_{1z}$  Abb. 80) werden größer. Bei einem im Bereich der reinen Leistungsteilung arbeitenden Dreiwalzen-System treten demnach die geringst möglichen Belastungen auf. Die gute Übereinstimmung zwischen der Momentensumme ( $M_{1z} + M_{2z}$ ) und der Addition der Momente aus dem Zweiwalzen-System ( $2 \cdot M_z$ ) belegt nun auch durch Meßwerte die Richtigkeit der Gleichungen (39) bzw. (39a) auf S. 176.

#### 6.3.1.2 Die Drehzahlabhängigkeit

In den Abb. 82 und 83 sind die Momente als Funktion der Drehzahl dargestellt. Die Anstellung ist konstant gehalten. Auch hier zeigt sich wieder ein kleiner Unterschied in der Anstellung bei der Walze 70/10. Es ergeben sich zwei Kurven für die Einzelmomente. Die Momentensumme stimmt erneut sehr gut mit dem doppelten Moment aus gleichartigen Messungen am Zweiwalzen-System überein. Bei der Gummiwalze 90/20 ist es offenbar wieder besser gelungen, beide Seiten gleich anzustellen. Abgesehen davon, macht sich eine Differenz von z.B. 0,01 mm bei dem dickeren Belag weniger stark bemerkbar.

#### 6.3.2 Das bezüglich der Anstellung asymmetrische Dreiwalzen-System

$r_1 = r_2$ ;  $S_1 \neq S_2$ ; kennzeichnender Index:  $s$ ;

Bei dieser Versuchsreihe wurde die Anstellung einer Stahlwalze mit  $S = 0,2$  mm konstant gehalten, die der anderen Stahlwalze von Meßpunkt zu Meßpunkt variiert. Solange die Radien der Stahlwalzen gleich sind, ist es prinzipiell gleichgültig, bei welcher Walze die Anstellung konstant gehalten wird und wo sie verändert wird. Um eventuell vorliegende systembehaftete Ungleichheiten in den beiden Walzenzweigen auszuschalten, wurden je zwei Versuche durch-

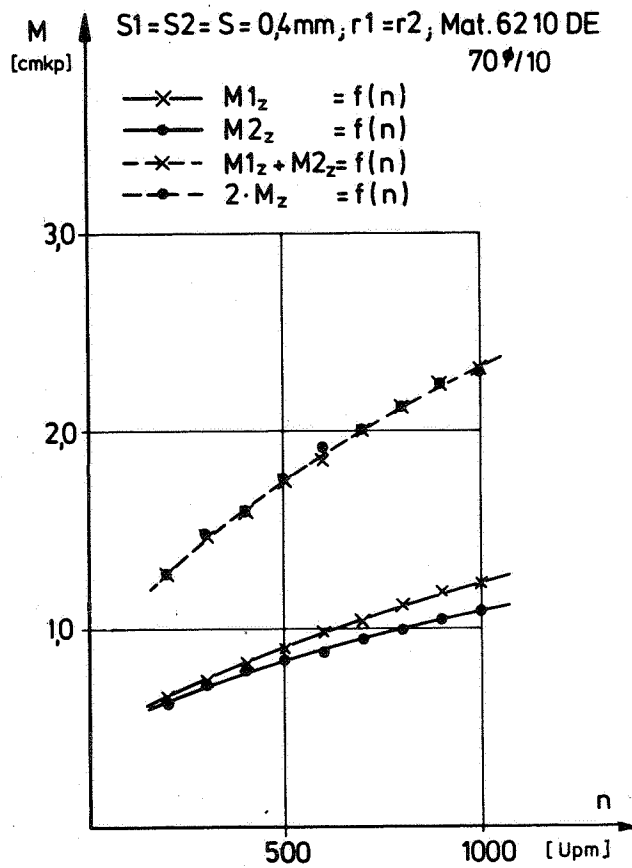


Abb. 82 Drehzahlabhängigkeit der Momente im symmetrischen Dreiwalzen-System

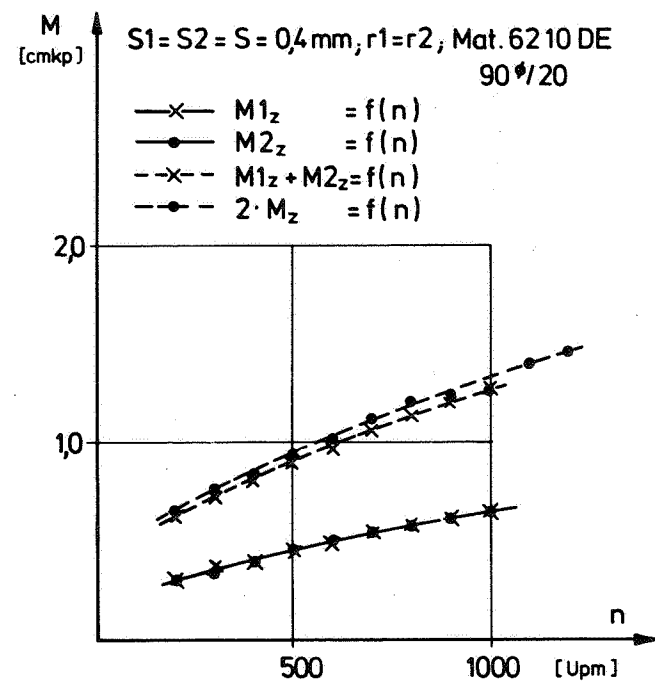


Abb. 83 Drehzahlabhängigkeit der Momente in symmetrischen Dreiwalzen-Systemen

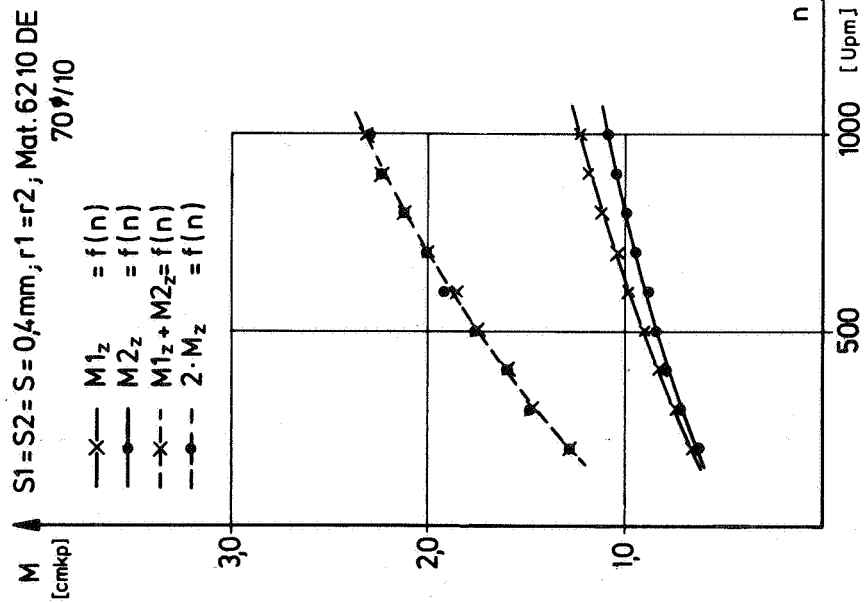


Abb. 82 Drehzahlabhängigkeit der Momente im symmetrischen Dreiwalzen-System

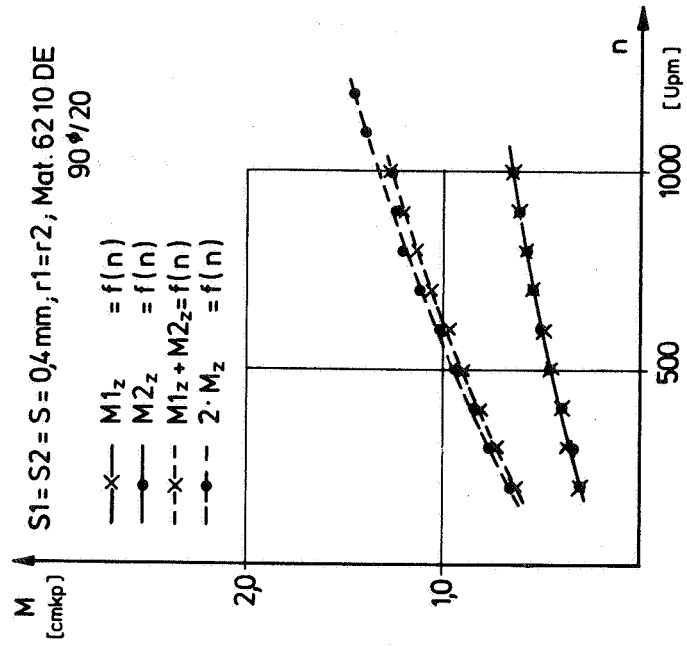


Abb. 83 Drehzahlabhängigkeit der Momente in symmetrischen Dreiwalzen-Systemen

geführt, in dem einmal mit  $S1 = \text{const.}$  und  $S2$  variabel, das andere Mal mit  $S2 = \text{const.}$  und  $S1$  variabel gemessen wurde. Bis auf unbedeutende Abweichungen erhält man beide Male die gleichen Ergebnisse. Aus den zwei Meßreihen wird als repräsentativ für diese Betriebsart ein Mittelwert gebildet und die Kurvenverläufe werden bei  $S1 = \text{const.}$  in Abhängigkeit von  $S1$  aufgetragen. Durch paarweise Messungen wurde die Reproduzierbarkeit bei einzelnen Walzen mehrfach überprüft und für gut befunden.

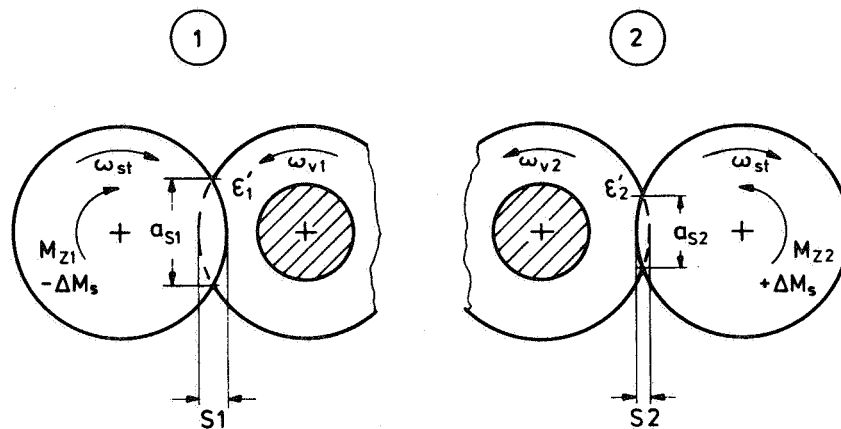
Die konstante Anstellung wurde mit 0,2 mm aus zwei Gründen nicht sehr hoch angesetzt: 1. Die Anstellungen in den Walzenfarbwerken der Druckmaschinen liegen im Durchschnitt nicht weit davon entfernt. 2. Die Momentengeber messen nur bis 4 cmkp zuverlässig und linear. Darüber hinaus ist die Meßwelle überlastet. Da wegen der Asymmetrie Zwangsmomente erwartet werden, die sich zu den Wirkmomenten addieren können, darf die eine Seite nicht zu stark angestellt werden, damit auf der anderen Seite noch ein ausreichender Variationsbereich bleibt.

#### 6.3.2.1 Die Superposition aus zwei Zweiwalzen-Systemen

Das asymmetrische Dreiwalzen-System ist ein statisch unbestimmtes System und als solches nicht auf einfache Weise aus zwei statisch bestimmten Zweiwalzen-Systemen zusammensetzbar. Der Grund dafür ist in den auf beiden Seiten unterschiedlichen Eindringtiefen der Stahlwalzen in die Gummiwalze zu suchen. Dadurch werden an den beiden Berührstellen jeweils andere Druckzonenbreiten und Oberflächendehnungen erzeugt.

Stellt man in zwei gleichen Zweiwalzen-Systemen die Stahlwalzen verschieden stark an, läßt sie aber mit der gleichen Umfangsgeschwindigkeit rotieren, so drehen die beiden Gummiwalzen mit unterschiedlicher Drehzahl. Wie aus den Schlupf-

betrachtungen Kap. 4.8 bekannt ist, dreht im allgemeinen diejenige Gummiwalze, an die stärker angestellt wurde, langsamer.



1. Ausgangssituation:  $S_1 > S_2$ . Dies führt zu:  $\epsilon'_1 > \epsilon'_2$  und damit:  $\omega_{v1} < \omega_{v2}$
2. Nach Superposition von  $\Delta M_s$ :  $S_1 > S_2$  bleibt, aber die Dehnungen in der Druckzone ändern sich  $\epsilon'_1 \rightarrow \epsilon_1 < \epsilon'_1$   
 $\epsilon'_2 \rightarrow \epsilon_2 = \epsilon_1 > \epsilon'_2$
3. mit folgender Auswirkung auf die Winkelgeschwindigkeiten:  
 $\omega_{v1} \rightarrow \omega_{v1} > \omega_{v1}$   
 $\omega_{v2} \rightarrow \omega_{v2} = \omega_{v1} < \omega_{v2}$

Abb. 84 Ausgleichsmechanismus durch Zusatzmoment

Da in einem Dreiwalzen-System die Gummiwalze auch bei unterschiedlichen Anstellungen nur mit einer einzigen Drehzahl laufen kann, muß es Ausgleichsmechanismen geben, die sich in den Momenten- und Schlupfmessungen zeigen müssen. Die Bedingung dafür, daß man ein Dreiwalzen-System aus zwei Zweiwalzen-Systemen zusammensetzen kann, ist also die Gleichheit der Winkelgeschwindigkeiten  $\omega_{v1} \stackrel{!}{=} \omega_{v2}$  der Gummiwalzen. Diese Gleichheit ist beim symmetrischen Dreiwalzen-System von alleine vorhanden. Beim asymmetrischen System muß sie erzwungen werden.

Man kann sich nun vorstellen, daß der erforderliche Ausgleich dadurch zustande kommt, indem ein Zusatzmoment  $\Delta M_s$  superponiert wird, ohne jedoch die Anstellungen zu ändern. Dieses Zusatzmoment wird auf der einen Seite addiert, die Oberflächendehnung somit etwas vergrößert, und auf der anderen Seite wird es subtrahiert und verkleinert dort die Dehnung. Bei passend gewähltem Zusatzmoment erzielt man eine gemeinsame Winkelgeschwindigkeit ohne an der Gesamtleistungsbilanz etwas zu ändern (vgl. Abb. 84). Danach sind die beiden Zweiwalzen-Systeme trotz unterschiedlicher Anstellung zu einem Dreiwalzen-System mit den folgenden Momentengleichungen zusammensetzbar.

$$\begin{aligned} M1_s &= M_{Z1} + \Delta M_s \\ M2_s &= M_{Z2} - \Delta M_s \end{aligned} \quad (40)$$

Die aus dem Gedanken der Superposition eines Zusatzmomentes entstandenen Gleichungen (40) entsprechen Gleichung (38), wenn man die hier zutreffende Indizierung anbringt. Das superponierte Zusatzmoment ist demnach das Zwangsmoment, das die umlaufende Leistung verursacht. Infolge der Anpassung der beiden Dehnungen in den Druckzonen durch die Überlagerung eines Zusatzmomentes  $\Delta M_s$  und die daraus resultierende umlaufende Leistung ist ein variabler Ausgleichsmechanismus gegeben. Es kommt nicht zu einer Summierung von Dehnungen bis zu einem Punkt, an dem die Haftung in der Druckzone überwunden ist. Solange die Haftreibung in der Druckzone ausreicht, um das Zwangsmoment aufrecht zu erhalten, und das ist aufgrund der Messungen in den für die Praxis interessierenden Bereichen immer der Fall, ergeben sich keine Momentensprünge.

#### 6.3.2.2 Die Einzelmomente und die Momentensumme

Die Abb. 85 und 86 zeigen die grafische Darstellung der am Dreiwalzen-System gemessenen Momente als Funktion der An-



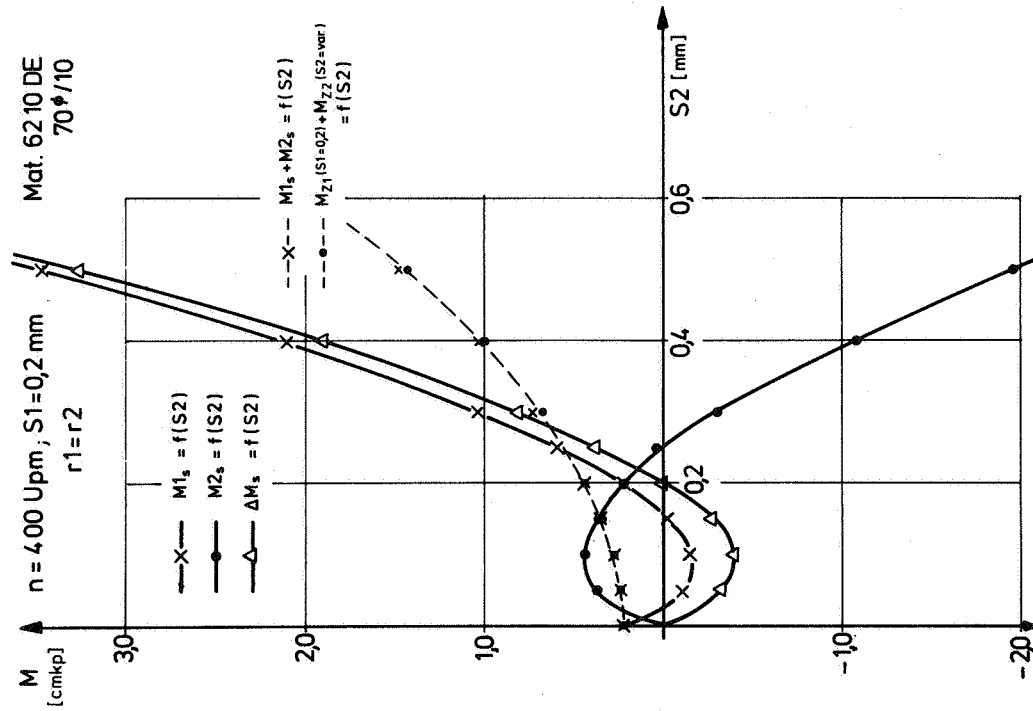


Abb. 85 Momentenverläufe in Abhängigkeit von der Anstellung

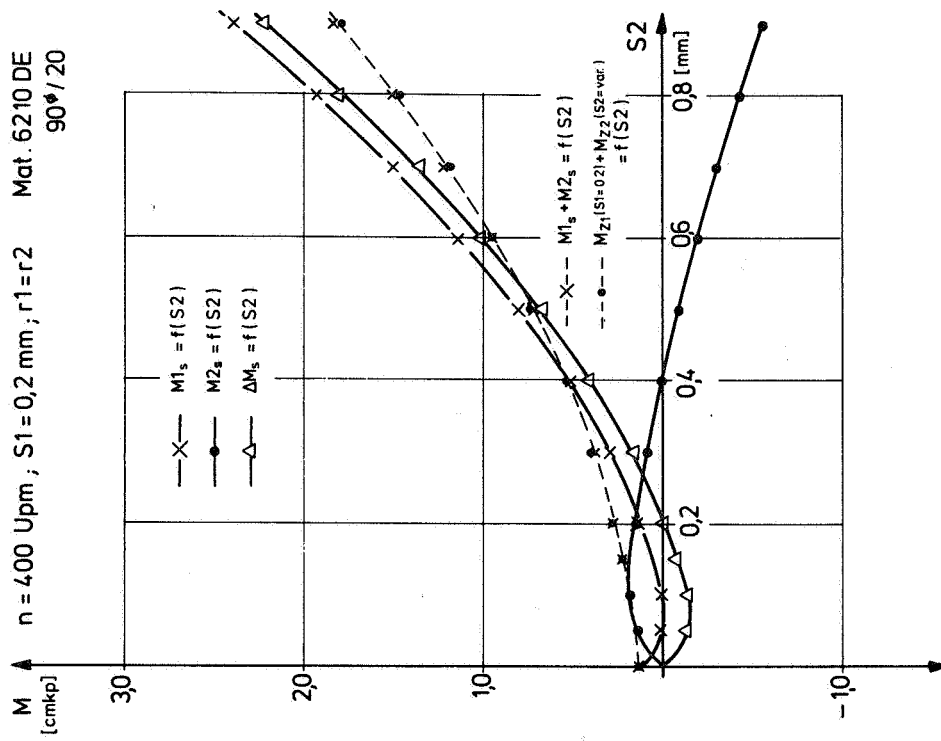


Abb. 86 Momentenverläufe in Abhängigkeit von der Anstellung

stellung wieder am Beispiel der Walzen 70/10 und 90/20. Ebenfalls eingetragen ist die Momentensumme aus den Einzelmomenten  $M1_s$  und  $M2_s$  und zum Vergleich die Addition von Momenten aus dem Zweiwalzen-System, wie sie zu den jeweiligen Anstellungen gehören. Die Übereinstimmung ist bemerkenswert gut. Damit werden die bisherigen Überlegungen erneut bestätigt. Ein geringer Unterschied - erkennbar bei höheren Anstellungen - kann sich dadurch ergeben, daß in Wirklichkeit auch bei konstanter Anstellung sich das bei der Addition als konstant eingesetzte Moment über die Zeit ändert, z.B. als Folge der Erwärmung.

Die in den Abbildungen 85 und 86 gezeigten Kurvenverläufe sind kennzeichnend für ein nur bezüglich der Anstellung asymmetrisches Dreiwalzen-System. Sie wurden bei allen Walzen auch mit anderen Belägen gefunden. Auf die charakteristischen Stellen soll daher noch einmal aufmerksam gemacht werden.

Im Nullpunkt bei  $S2=0$  liegt noch ein reines Zweiwalzen-System mit der Anstellung  $S1=0,2$  mm vor. Sowie die zweite Stahlwalze angestellt wird, sinkt sofort das Moment dieser Seite. Im Walzenzweig der Seite 1 wird also nicht mehr die notwendige Leistung zugeführt, der restliche Teil der Leistung wird von Seite 2 gedeckt, die daher ein größeres Moment führt als ihrer Anstellung entspricht. Mit zunehmender Anstellung der Seite 2 nähert sich das asymmetrische dem symmetrischen Dreiwalzen-System. Die Verläufe für die Einzelmomente können nicht weiter auseinanderlaufen, sie erreichen einen Extremwert und schneiden sich im Symmetriepunkt bei der Anstellung  $S1=S2=0,2$  mm. Da beim symmetrischen Walzen-System keine Zwangsmomente auftreten, muß in diesem Punkt an beiden Walzenzweigen das gleiche Moment gemessen werden, was auch der Fall ist.

Da im Schnittpunkt der Kurven  $M1_s$  und  $M2_s$  die wirklichen Anstellungen auf beiden Seiten genau gleich sein müssen, ist über diesen Zusammenhang eine Kontrolle für die Genauigkeit der Anstellung "Null" gegeben. Der Fehler in der Nullanstellung entspricht dann der Verschiebung des Schnittpunktes von dem auf der S-Achse eingetragenen Punkt  $S1=S2$ , denn das Wegmeßsystem arbeitet absolut exakt und linear. Eine echte Abweichung im Anstellungsweg würde sich auch in der Momentensumme bemerkbar machen.

Mit dem Überschreiten des Symmetriepunktes wächst die Asymmetrie des Systems weiter, die Momentenverläufe divergieren stark. Schließlich treibt nur noch die Seite 1 an, denn nur sie führt noch ein positives Moment. Diese Kurvenverläufe sind so typisch, daß man aus ihnen unmittelbar die Betriebsbedingungen - also die Geometrie der beiden Stahlwalzen  $r1=r2$  und die unterschiedlichen Anstellungen  $S1, S2$  auf beiden Seiten - erkennen kann.

Erst nach Kenntnis dieses Kapitels über das asymmetrische Walzen-System wird die Beziehung zwischen der Momentenabweichung und dem zugehörigen Anstellungsfehler beim symmetrischen Walzen-System verständlich. In Abb. 80 wurde das Divergieren der Einzelmomentenkurven nach  $S=0,4$  mit einer geringfügig unterschiedlichen Anstellung auf beiden Seiten erklärt. Die Momentenabweichung - sie sei als Fehler mit  $\Delta M_F$  bezeichnet - war jedoch recht groß.

In Abb. 87 ist in einem Ausschnitt der Symmetriepunkt und dessen nächste Umgebung aus dem asymmetrischen Dreiwalzen-System herausgezeichnet. Bei gleicher Anstellung  $S1=S2$  auf beiden Seiten und  $r1=r2$  werden auch die gleichen Momente  $M1_s=M2_s$  gemessen. Wegen der großen Steigung der Kurven  $M1_s$  und  $M2_s$  in und direkt nach dem Symmetriepunkt hat bereits eine geringe Abweichung in der Anstellung (z.B. 0,01 mm)

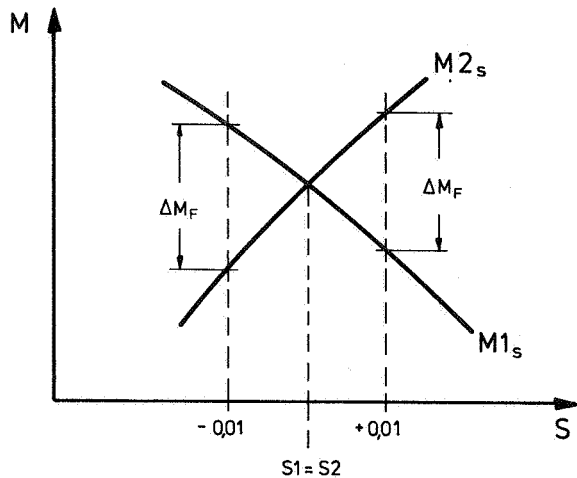


Abb. 87 Genauigkeitsbetrachtung am Symmetriepunkt

nach links oder nach rechts ein beträchtliches Auseinanderklaffen der Momente zur Folge ( $\Delta M_F$ ). In diesem Sachverhalt ist die Ursache dafür zu suchen, daß in den Diagrammen der Abb. 80 und 81 die Verläufe  $M1_z$  und  $M2_z$  trotz sorgfältiger Messung nicht so genau aufeinanderliegen, wie es theoretisch sein müsste. Gleichzeitig ist damit die dortige Aussage über die Größe der Abweichung in der Anstellung von max. 0,01 mm begründet. Mit dieser Größenordnung ist jedoch die Grenze der reproduzierbaren Genauigkeit erreicht, wobei weniger das elektronische Meßsystem als Fertigungs- und Montagetoleranzen maßgebend sind.

#### 6.3.2.3 Momentendifferenz und Leistungsfluß

Wie schon aus dem ständigen Steigungswechsel der Momentenverläufe zu ersehen ist, ändert sich der Leistungsfluß in dem beschriebenen System von Meßpunkt zu Meßpunkt. Eine genaue Aussage erhält man, wenn man sich die auftretenden Zwangsmomente aus der Differenz zwischen gemessenem und dem zur Deckung der Verluste notwendigen Moment bestimmt, nämlich

$$\Delta M_s = M1_s - M_{z1} = M_{z2} - M2_s \quad (40a)$$

Es ist dabei gleichgültig, auf welcher Seite man die Momentendifferenz bildet. Die jeweils errechneten Beträge müssen übereinstimmen, wie es dem Gedanken der Superposition entspricht. Da die Zwangsmomente eine umlaufende

Leistung bewirken, haben die Momentendifferenzen, also die Zwangsmomente an den Meßstellen, umgekehrte Vorzeichen (vgl. Leistungsflußbilder). Gemäß Gleichung (40a) wurde dann  $\Delta M_s$  in den Abb. 85, 86 aufgetragen.

Aus dem Auftreten und dem Verlauf der Momentendifferenz ist erkennbar, wo eine umlaufende Leistung vorkommt und in welcher Richtung sie fließt. Punkte ohne umlaufende Leistung sind die Schnittpunkte der Kurve  $\Delta M_s$  mit der S-Achse, also der Null- und der Symmetriepunkt. Im Bereich  $0 < S_2 < 0,2$  ist das Zwangsmoment negativ, was bei der Definition nach Gleichung (40a) bedeutet, daß die umlaufende Leistung der Antriebsleistung an der Stelle 1 entgegengerichtet und derjenigen der Stelle 2 gleichgerichtet ist. Im Bereich  $S_2 > 0,2$  ist das Zwangsmoment positiv, die umlaufende Leistung fließt in der umgekehrten Richtung wie vorher. Wie aus Abb. 85 und 86 zu ersehen ist, übersteigt das Zwangsmoment in mehreren Bereichen das eigentliche Wirkmoment.

Für eine Aussage über die Art des Leistungsflusses nach den in Kap. 6.2.3 aufgezeigten Fällen genügt die Betrachtung des Zwangsmomentes allein noch nicht. Hierzu ist es notwendig, Wirk- und Zwangsmomente einander gegenüberzustellen. In Abb. 88 ist anhand einer Prinzipskizze noch einmal die Differenzbildung durch Schraffur und ein Punktfeld grafisch veranschaulicht. Außerdem eingetragen sind die einzelnen Bereiche in denen jeweils ein Fall des Leistungsflusses auftritt.

Im Nullpunkt ist das Zwangsmoment Null, es tritt nur Wirkleistung auf, wie es bei einem Zweiwalzen-System auch sein muß. Bis zum Schnittpunkt der beiden Momentenkurven ist  $P_1 > P_2$  und damit das Kennzeichen für Fall IV gegeben. Das Blindmoment ist noch sehr gering. Nach dem Punkt  $M_{1s} = M_{2s}$  führt Seite 2 die größere Leistung. Bis zum Schnittpunkt von  $M_{1s}$  mit der Abszisse liegt damit das Merkmal von Fall V vor. Die Richtung der umlaufenden Leistung ändert sich jedoch nicht.

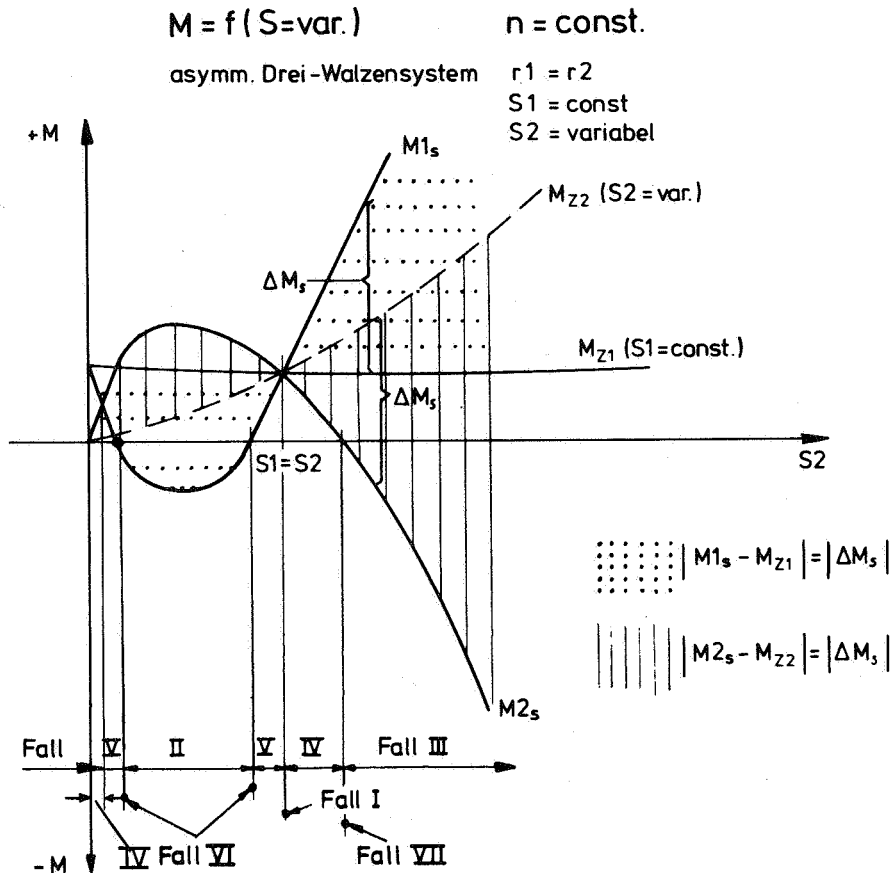


Abb. 88 Aufteilung in Bereiche unterschiedlicher Leistungsflüsse

Die Schnittpunkte mit der  $S_2$ -Achse sind - unter Vernachlässigung der Lagerreibung - Sonderfälle, da ein Walzenzweig keine Leistung führt, bzw. Blind- und Wirkleistung einander aufheben. Hier ergibt sich jeweils ein Leistungsfluß nach Fall VI oder Fall VII Abb. 78 bzw. 79.

Liegt das Minimum von  $M_{1s}$  unterhalb der Abszisse, dann erhalten wir auf Seite 1 eine Abtriebsleistung, der gesamte Antrieb erfolgt über Seite 2, entsprechend Fall II (Abb. 74). Zu beachten ist, daß hier die Blindleistung die Wirkleistung übersteigt. Reine Leistungsteilung (Fall I, Abb. 73) herrscht nur im Symmetriepunkt. Der Fall IV folgt anschließend. Hier deckt, im Gegensatz zu Fall V, die Leistung an der Stelle 2 nicht mehr alle Verluste, die umlaufende

Leistung ist der Wirkleistung an Stelle 2 entgegengerichtet. Wird  $M_{2s}$  sogar negativ, dann übersteigt die umlaufende Leistung an der Stelle 2 sogar die Wirkleistung. Der Fall III (Abb. 75) des Leistungsflusses ist eingetreten.

In einem nur bezüglich der Anstellung asymmetrischen Dreiwalzen-System treten demnach alle denkbaren Fälle des Leistungsflusses auf, je nachdem in welchem Betriebsbereich oder an welchem Betriebspunkt das System läuft. Aus der vorhergehenden Betrachtung gewinnt man folgende wesentliche und sicher nicht ganz erwartete allgemeine Erkenntnis:

Die Seite mit der kleinen Anstellung führt immer den größten Anteil der Antriebsleistung, wohingegen die Seite mit der großen Anstellung bremst. In weiten Bereichen übernimmt die Seite mit der kleinen Anstellung sogar den gesamten Antrieb. Eine anschauliche Erklärung dafür findet man durch die Betrachtung der Oberflächendehnungen. Die Berührstelle mit der größeren Zustellung hat die größere Dehnung und will daher ein langsames Laufen der Gummiwalze bewirken als die Stelle mit der kleineren Zustellung und der kleineren Dehnung. Infolgedessen versucht die Seite mit der großen Anstellung zu bremsen, die mit der kleineren Anstellung anzutreiben.

#### 6.3.2.4 Momentendifferenz und Schlupf

Einen sehr interessanten Zusammenhang, der die bisherigen Gedankengänge weiter untermauert, erkennt man bei einem Vergleich zwischen dem Verlauf von  $\Delta M_s$  und dem Schlupf, der in einer ersten Näherung gleichzusetzen ist mit der Dehnung (Gl. 32). In Gl. 84 wurde verdeutlicht, daß ein Moment  $\Delta M_s$  superponiert werden muß, um die Dehnungen in den beiden Druckzonen einander anzugleichen.<sup>x)</sup> Ist  $S_1 = \text{konst.}$  und  $S_2 < S_1$ ,

<sup>x)</sup> Die im folgenden mit einem ' versehenen Größen  $\epsilon$  gelten für die Zweiwalzen-Systeme, die nach Überlagerung des Zusatzmomentes zu einem Dreiwalzen-System zusammengefaßt werden können.

die variable Anstellung liegt also zwischen Null- und Symmetriepunkt, so heißt das, daß die dem Vergleichs-Zweivalzen-System zugeordnete Oberflächendehnung  $\epsilon_1'$  (vgl. Fußnote S. 200) verkleinert werden muß,  $\Delta M_s$  also entgegen dem konstanten Wirkmoment der Seite 1 wirkt, wie es auch gemessen wurde. Je größer nun das Zwangsmoment in dieser Richtung wird, desto mehr wird  $\epsilon_1'$  in Richtung  $\epsilon_2'$  aus dem zweiten Vergleichs-Zweivalzen-System verkleinert. Im Extremwert von  $\Delta M_s$  müssen daher auch  $\epsilon_1 = \epsilon_2$  - das sind die endgültigen Dehnungen im Dreivalzen-System - ein Minimum haben. Dieses Minimum wird auch tatsächlich aus den Schlupfkurven ersichtlich. Zum Beweis sind in Abb. 89 Schlupf und Zwangsmoment als Funktion der Anstellung gemeinsam aufgetragen. Es wurde dabei nicht nur auf die Meßergebnisse der Abb. 85 und 86 zurückgegriffen, sondern - um Zufälle auszuschließen - wurde noch zusätzlich mit der Walze 90/20 ein Versuch bei  $S_1 = 0,4$  mm und  $S_2$  variabel gefahren. Dessen Auswertung im Hinblick auf Zwangsmoment und Schlupf ist in Abb. 90 dargestellt. Auch in diesem Fall liegt das Schlupfminimum dort wo der Extremwert  $\Delta M_s$  zu finden ist.

Etwas anders liegen die Verhältnisse bei Anstellungen  $S_2 > S_1$  oberhalb des Symmetriepunktes, da es dann keine Extremwerte mehr gibt. Hier wächst  $\epsilon_2'$  ständig und auch die infolge des superponierten Zusatzmomentes sich einstellende Dehnung liegt zwar etwas unterhalb  $\epsilon_2'$ , wächst aber ebenfalls. Das Zusatzmoment muß wegen der immer größer werdenden Differenz zwischen  $\epsilon_1' = \text{const.}$  und  $\epsilon_2'$ , wie sie in einem Zweivalzen-System vorhanden wäre, ständig wachsen (vgl. Abb. 85, 86). Damit nimmt auch der Schlupf stetig zu. Es kann also keine weiteren Extremwerte (Max. oder Min.) mehr geben.

Als Ergebnis dieser Überlegungen muß herausgestellt werden, daß zwischen den gemessenen Momenten  $M_{1s}$ ,  $M_{2s}$  und dem Schlupf keine direkte Beziehung besteht. Ein weiterer Beweis



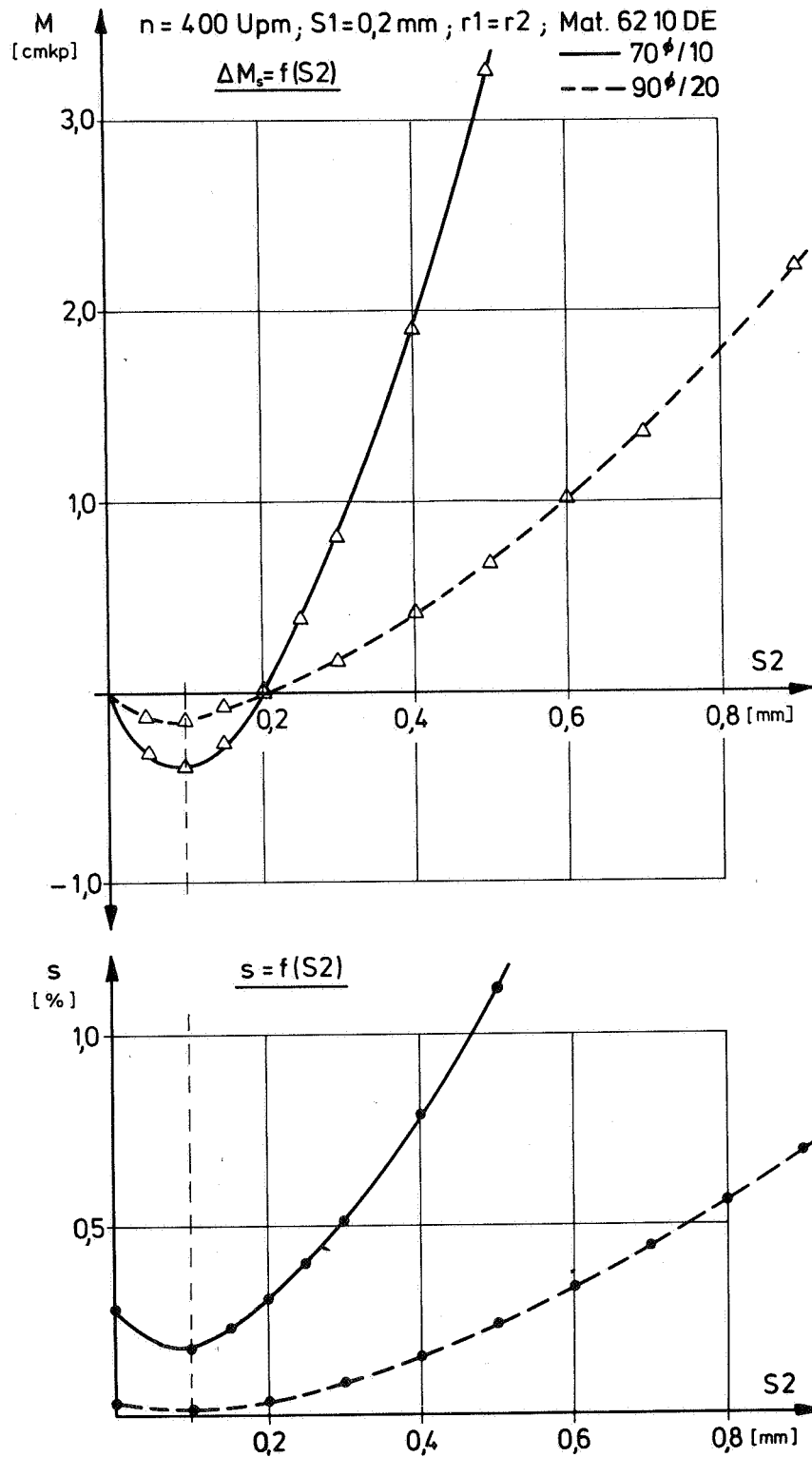


Abb. 89 Beziehung zwischen Zwangsmomenten und Schlupf

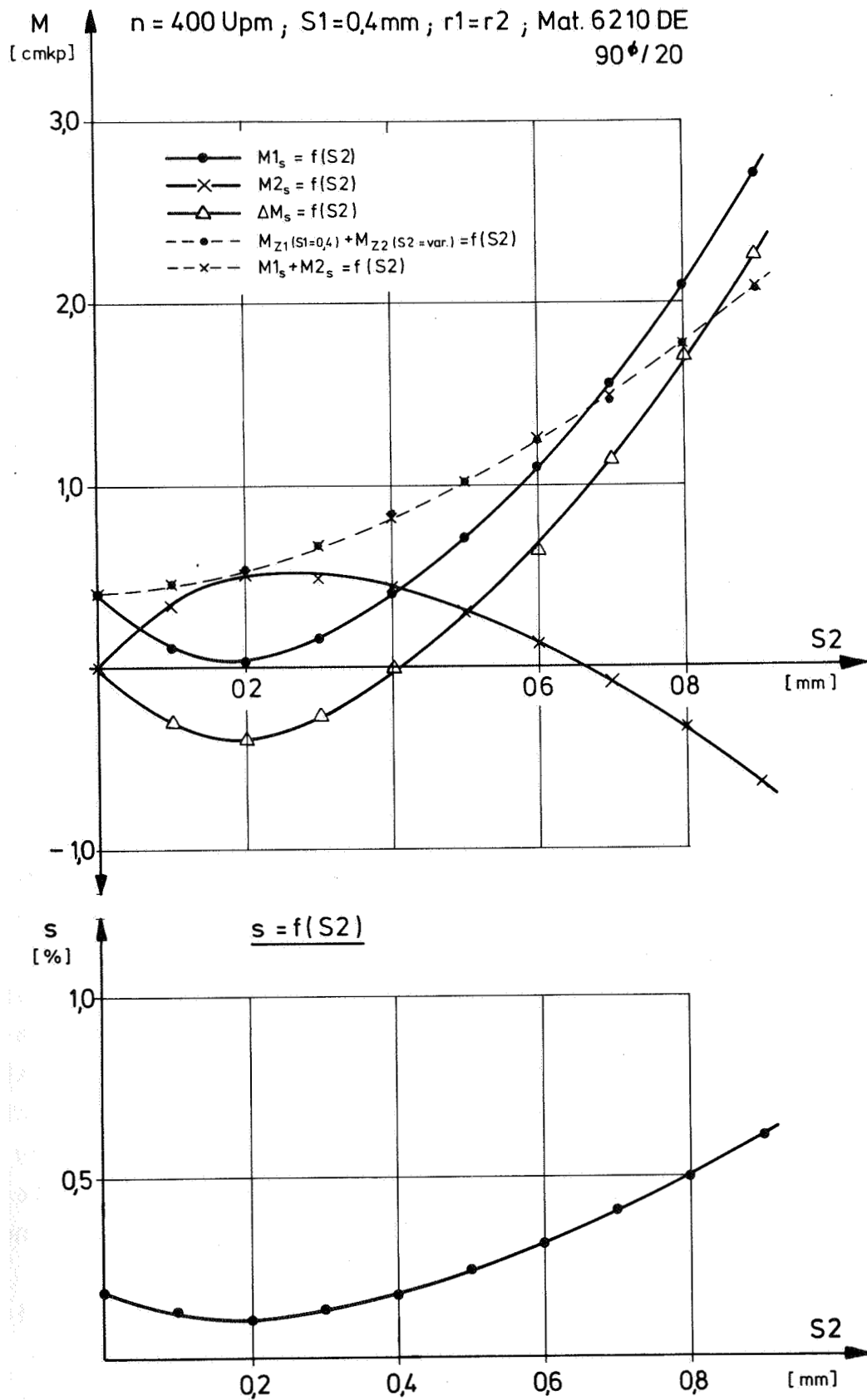


Abb. 90 Einzelmomente, Zwangsmoment und Schlupf bei einem weiteren Versuch

dafür ist, daß trotz auftretender negativer Momente die Dehnungen positiv bleiben, wie es aus den Schlupfmessungen zu erkennen ist. Maßgeblich für die sich einstellende endgültige Dehnung im Dreiwalzen-System, die durch den Schlupf zum Ausdruck kommt, ist der sich kompensierende oder addierende Einfluß von Wirk- und Zwangsmoment. Das Wirkmoment bestimmt die Dehnung  $\epsilon'$  in einem Zweiwalzen-System. Der Zusammenhang zwischen beiden ist nicht-linear. Die Abhängigkeit  $M=f(\epsilon)$  ist überproportional, das bedeutet, daß ein gleicher Momentenzuwachs in Bereichen höheren Momentes weniger Dehnung zur Folge hat, als z.B. bei kleineren Momenten am Beginn der Kurve. Der Grad der Progression hängt im wesentlichen von Belagmaterial und Belagdicke ab (vgl. Abb. 94).

Da an beiden Berührstellen das gleiche Zusatzmoment überlagert wird, ist die Dehnung, die auf der Seite der stärkeren Anstellung rückgängig gemacht wird, betragsmäßig kleiner als der Zuwachs an Dehnung auf der Seite der kleineren Zustellung. Die im Dreiwalzen-System sich durch das Zusammenwirken von Zwangs- und Wirkmoment ergebende Gleichgewichtsdehnung wird also nicht in der Mitte der Dehnungen aus den Zweiwalzen-Systemen liegen, wie sie zur Zusammensetzung benötigt würden. Aus Gründen des nach Gesetzen der Statik aufzustellenden Kräftegleichgewichts, das im Beharrungszustand vorliegen muß, ist die Gleichgewichtsdehnung für jeden Meßpunkt eine feste, eindeutig gegebene Größe. Das zeigt sich auch bei den bis auf eine geringe Streubreite gut reproduzierbaren Schlupfkurven. Der hier qualitativ dargestellte Vorgang ist jedoch mit physikalischen Gesetzen quantitativ noch nicht zu erfassen. Infolgedessen sind auch die absoluten Größen der Einzelmomente im Dreiwalzen-System bei verschiedenen Betriebsbedingungen ebenfalls nicht zu beschreiben und voraus zu berechnen. Die auszugleichende Dehnung ist Ursache für die Höhe des Zwangsmomentes, das zusammen mit

den Wirkmomenten die meßbaren Einzelmomente ergibt. Die Stelle, an welcher der Ausgleich erfolgt, ist bisher nur aufgrund von Messungen bekannt. Für die Dehnung müssen dabei die Schlupfkurven herangezogen werden.

#### 6.3.2.5 Die Drehzahlabhängigkeit

Bei diesen Versuchen wurde die Zustellung auf beiden Seiten mit  $S_1=0,2$  und  $S_2=0,4$  mm konstant gehalten und die Drehzahl

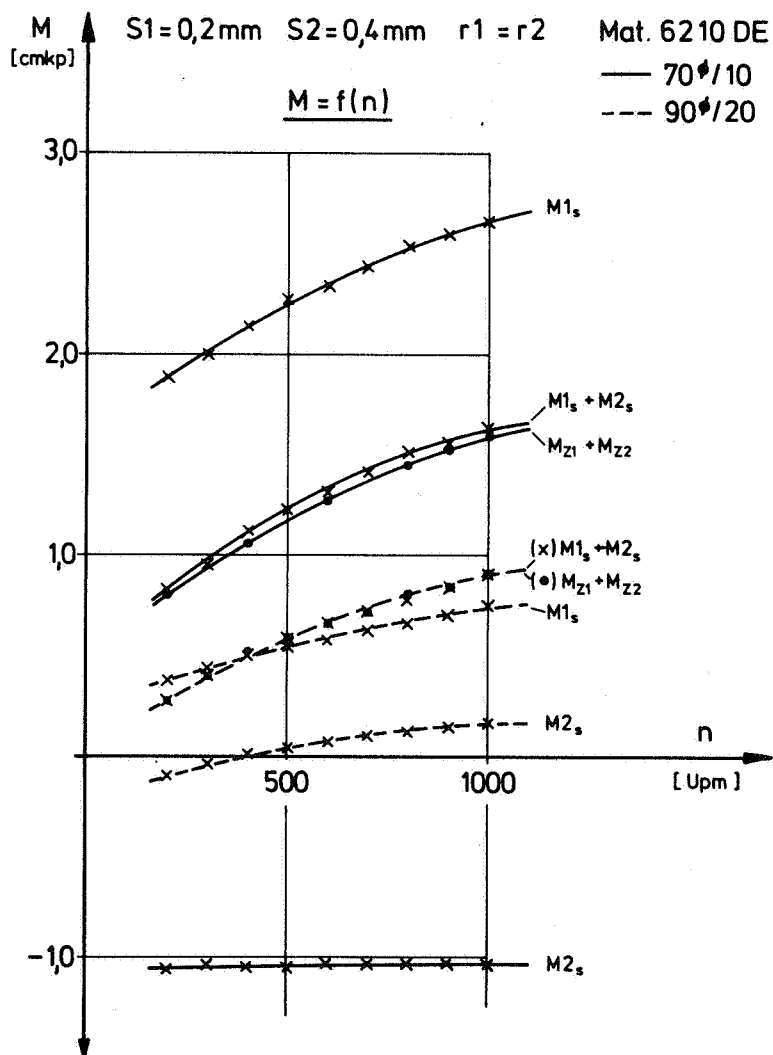


Abb. 91 Drehzahlabhängigkeit der Momente in einem asymmetrischen Dreiwalzen-System

variiert. Die gezeigten Kurvenverläufe (Abb. 91) sind ähnlich denen aller Abhängigkeiten  $M=f(n)$ . Die jeweilige Größe der einzelnen Momente wird auch aus den Diagrammen  $M_{1,2}=f(S_2)$  der Bilder 85 und 86 verständlich, da die Momente natürlich den zur Stelle  $S_2=0,4$  zugehörigen Momenten in diesen Diagrammen entsprechen müssen. Obwohl es sich um ganz getrennte Versuche handelt, ist die Übereinstimmung gleicher Meßpunkte bei  $n=400$  Upm außerordentlich gut. Auch die Momentensumme entspricht im Rahmen der Toleranzen wieder der Summe der Momente aus dem Zweiwalzen-System.

#### 6.3.3 Das bezüglich der antreibenden Umfangsgeschwindigkeiten asymmetrische Dreiwalzen-System

$r_1 \neq r_2$ ;  $S_1=S_2$ ; kennzeichnender Index:  $r$

In diesem Kapitel soll der Einfluß, den eine geringe Radiendifferenz der antreibenden starren Walzen auf die Momentenverteilung bei sonst symmetrischen Bedingungen hat, aufgezeigt werden. Diese Radiendifferenz bewirkt, daß die Gummwalze an den beiden Berührstellen mit geringfügig unterschiedlicher Umfangsgeschwindigkeit angetrieben wird.

Im Prinzip kann ein solcher Fall in der Praxis dann auftreten, wenn die Toleranzen voll ausgeschöpft werden. Um die Auswirkungen einer Radiendifferenz im Versuch erforschen zu können, wurden zwei starre Walzen angefertigt, deren Radien sich um 0,15 mm unterschieden. Zwar ist nicht anzunehmen, daß in der Praxis Walzen mit einer so großen Abweichung von den Sollmaßen eingesetzt werden, andererseits mußte jedoch die Wirkung deutlich gemacht werden.

##### 6.3.3.1 Superposition aus zwei Zweiwalzen-Systemen

Ausgangspunkt der Überlegungen sollen auch hier wieder zwei Zweiwalzen-Systeme sein, von denen das eine mit einer Um-

fangsgeschwindigkeit  $v_1$ , das andere mit  $v_2=v_1+\Delta v$  angetrieben wird. Nehmen wir als Beispiel die Zahlen der Versuchsanordnung, so ist  $r_1=49,69$  mm und  $r_2=49,84$  mm. Bei einer Drehzahl der antreibenden starren Walzen von  $n=400$  Upm ergeben sich Umfangsgeschwindigkeiten von  $v_1=2,0814$  m/s und  $v_2=2,0877$  m/s. Die beiden Anstellungen, die die Dehnung der Oberfläche im Zweiwalzen-System zur Folge haben und damit den Schlupf bestimmen, sollen gleich sein. Dann läuft die Gummiwalze 1 um  $\Delta v=6,3 \cdot 10^{-3}$  m/s langsamer als Gummiwalze 2. Der Schlupf in beiden Systemen ist praktisch gleich, denn seine Abhängigkeit von der Geschwindigkeit ist gering und erst bei größeren Unterschieden der Geschwindigkeiten merkbar. Um die beiden Zweiwalzen-Systeme zu einem Dreiwalzen-System zusammensetzen zu können, müssen die Gummiwalzen mit der gleichen Geschwindigkeit umlaufen. An dieser Stelle sei daran erinnert, daß der Schlupf und die Dehnung nur in ihrer Auswirkung nämlich einer Geschwindigkeitsabweichung festgestellt werden können. Nach Gleichung (32) S. 125 gilt

$$s = 1 - \frac{v}{v_0} = \frac{\Delta v}{v_0} = \frac{\epsilon}{1+\epsilon} \approx \epsilon$$

Danach besteht die Möglichkeit, die Geschwindigkeitsdifferenz der Gummiwalzen in den beiden zur Superposition bestimmten Zweiwalzen-Systemen über die Dehnung zu beeinflussen. Eine Vergrößerung der Dehnung bedeutet dabei eine Verkleinerung der Geschwindigkeit. Auf den vorliegenden Fall übertragen müßte im System 1 die Dehnung verkleinert oder im System 2 vergrößert werden, damit beide Gummiwalzen mit gleicher Geschwindigkeit umlaufen können. Da jedoch die Anstellung in beiden Systemen gleich bleiben soll und die Energiebilanz nicht verändert werden darf, bleibt nur wieder die Superposition eines Zusatzmomentes, das auf der Seite 1 mit der kleineren Umfangsgeschwindigkeit subtrahiert werden muß, um die Dehnung zu verringern und in gleicher Größe auf Seite 2 addiert werden muß. Bezieht man auf die

größere Umfangsgeschwindigkeit, so errechnet sich für unser Beispiel aus Gleichung (43) eine zu kompensierende Dehnung von  $\epsilon=0,00314$  bzw. ein Schlupf von 0,314%.

Aus diesen Überlegungen folgt, daß in einem bezüglich der antreibenden Umfangsgeschwindigkeiten asymmetrischen Dreiwalzen-System die Dehnungen in den beiden Druckzonen unterschiedlich sein müssen, damit die Gummiwalze mit einer Drehzahl dreht.

#### 6.3.3.2 Die Einzelmomente und die Momentensumme

Aus der vorangegangenen Überlegung folgt, daß bei symmetrischer Anstellung immer an der Seite, an der die Walze mit dem größeren Radius berührt, auch das größere Moment gemessen wird. Es gilt also für  $r_1 < r_2$

$$\begin{aligned} M_{1r} &= M_{z1} - \Delta M_r \\ M_{2r} &= M_{z2} + \Delta M_r \end{aligned} \quad (41)$$

Die Richtigkeit der Gleichungen (41) wird durch die Meßergebnisse in den Abbildungen 92 und 93 bewiesen. Bei den zu den Diagrammen der Abb. 92 und 93 gehörigen Versuchen am Dreiwalzen-System wurden die beiden starren Walzen um den gleichen Betrag gegenüber der Gummiwalze angestellt.

Da wegen der gleichen Anstellung auch  $M_{z1}=M_{z2}=M_z$  sein muß, liegen die Momentenlinien  $M_{1r}$  und  $M_{2r}$  symmetrisch zu der strich-punktiert eingezeichneten Kurve  $M_z=f(S)$ , denn  $\Delta M_r$  muß auch auf beiden Seiten gleich sein.

Eine Vertauschung der beiden starren Walzen beim Einbau bringt die gleichen Ergebnisse. An der Stelle 1 werden dann die Werte der Stelle 2 vor der Vertauschung ermittelt und umgekehrt. Dies wurde im Versuch überprüft und bestätigt gefunden. Die Momentensumme  $M_{1r}+M_{2r}$ , die Auskunft über die gesamte benötigte Energie gibt, ist ebenfalls in den Ab-

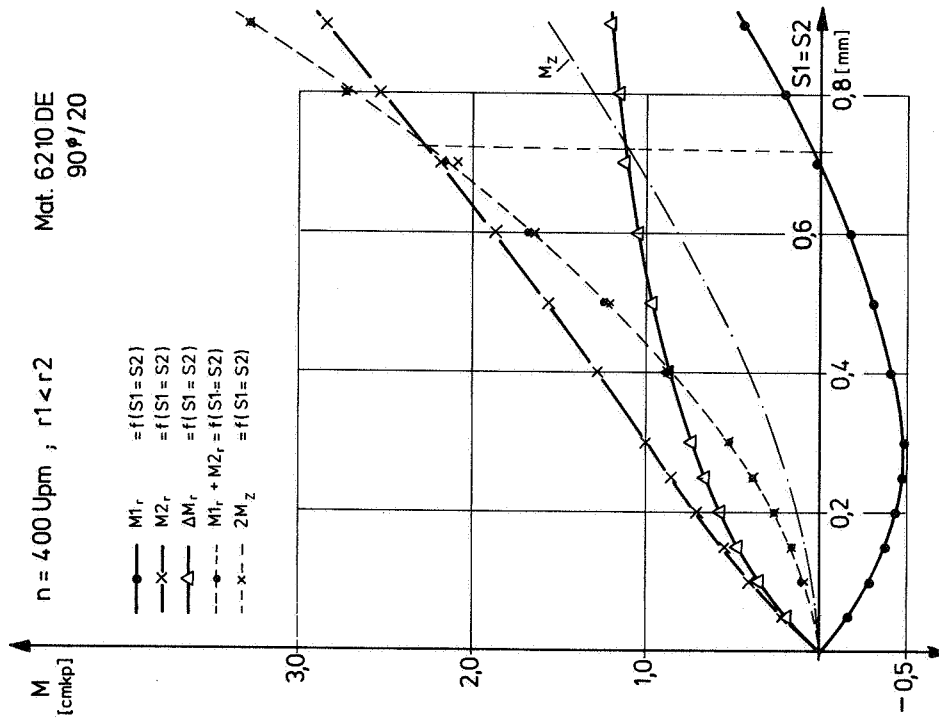
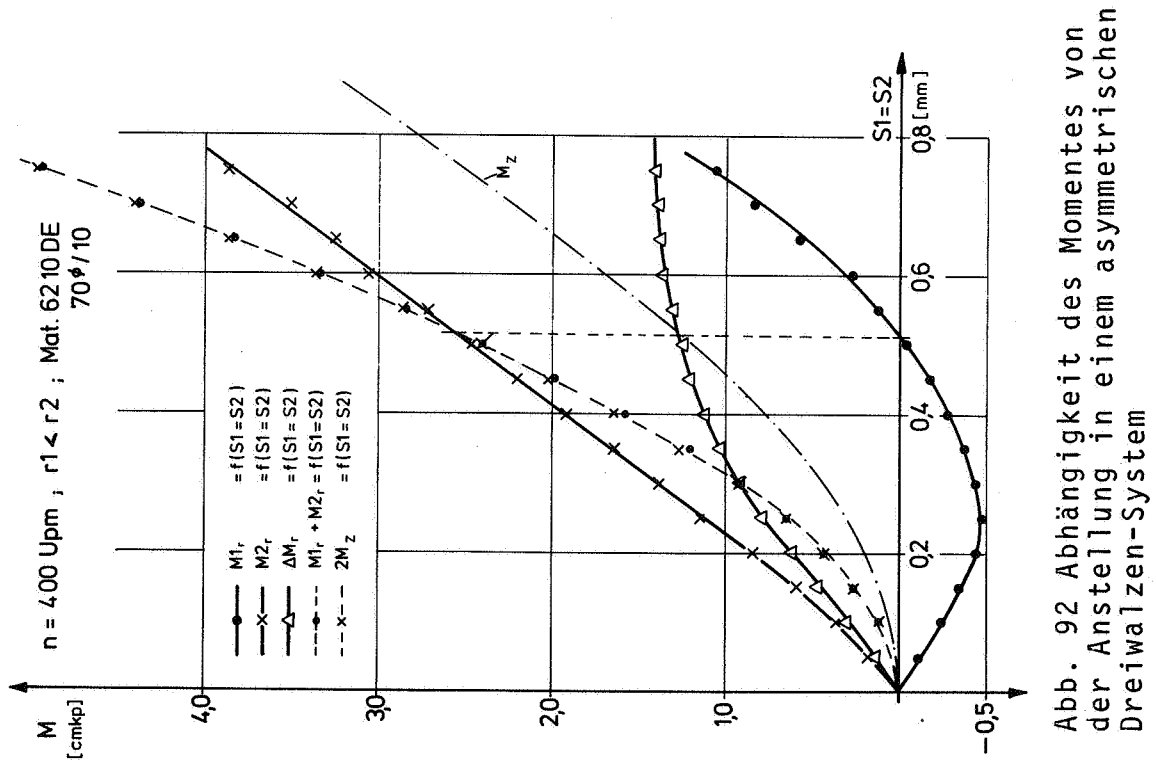
bildungen 92 und 93 eingetragen. Zum Vergleich zur Momentensumme sind die Punkte von  $2 \cdot M_z$  aufgeführt. Die Übereinstimmung ist wieder recht gut.

#### 6.3.3.3 Die Momentendifferenz und der Leistungsfluß

Ebenfalls eingezeichnet in diese Diagramme ist der Verlauf der Momentendifferenz  $\Delta M_r$  als Maß für die in jedem Punkt auftretende umlaufende Leistung. Wie diese Kurven zeigen, gibt es im Betriebsverhalten eines Dreiwalzen-Systems mit  $r_1 \neq r_2$  und  $S_1 = S_2$  keinen einzigen Arbeitspunkt ohne umlaufende Leistung. Die Momentendifferenz ist immer positiv, es existiert kein Schnittpunkt mit der S-Achse. Obwohl der Ausgleichsmechanismus auch hier über Zwangsmoment und Dehnung erfolgt - er also die gleiche physikalische Basis hat wie beim nur bezüglich der Anstellungen asymmetrischen Dreiwalzen-System aus Kap. 6.3.2 - unterscheiden sich die Kurven von  $\Delta M_r$  (vgl. Abb. 92, 93) und  $\Delta M_s$  (vgl. Abb. 85, 86) grundsätzlich. Die Ursache dafür ist darin zu suchen, daß im ersten Fall - also bei  $\Delta M_r$  - eine für alle Anstellungen konstante Geschwindigkeitsdifferenz zu kompensieren ist, wohingegen bei asymmetrischer Anstellung - also bei  $\Delta M_s$  - die über das Zusatzmoment auszugleichenden Dehnungsdifferenzen von Punkt zu Punkt anders sind.

Die Momentendifferenz  $\Delta M_r$  in den Diagrammen der Abb. 92 und 93 steigt von Null aus langsam an. Der Verlauf gleicht dem einer Sättigungskurve. Die Erklärung dafür liegt in der Nicht-Linearität der Spannung-Dehnungskurven von gummiähnlichen Materialien. Mit zunehmender Anstellung  $S_1 = S_2$  wächst die Dehnung progressiv, wie aus den Schlupfkurven zu erkennen ist. Das bedeutet, daß im Bereich höherer Anstellungen ein gleicher Zuwachs an Anstellung eine höhere Dehnung zur Folge hat als im Bereich kleiner Zustellungen. Dasselbe gilt für das Moment.





Die Skizze Abb. 94 soll diesen Sachverhalt verdeutlichen. Setzt man die über die Dehnung auszugleichende konstante Geschwindigkeitsdifferenz einem ebenfalls konstanten Unter-

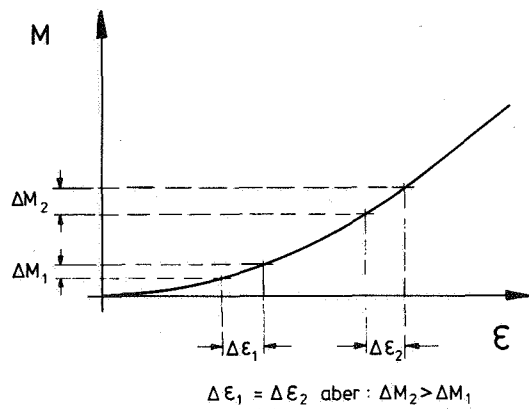


Abb. 94 Skizze des Momentenverlaufes in Abhängigkeit von der Dehnung

schied in der Dehnung gleich, so muß bei höheren Zustellungen ein größeres Zusatzmoment zur Kompensation aufgebracht werden als bei niedrigen. Geht die  $M=f(\epsilon)$ -Kurve bei höheren Anstellungen nahezu in einen linearen Teil über, dann wird das Zusatzmoment nur noch ganz wenig zunehmen, im Grenzfall der Geraden konstant sein. Auf diese Weise ist der Verlauf der  $\Delta M_r$ -Kurve zu erklären.

Welche Möglichkeiten in Bezug auf den Leistungsfluß in einem Dreiwalzen-System mit  $r_1 \neq r_2$  auftreten können, wenn man die beiden starren Walzen gleichmäßig anstellt, sieht man ebenfalls aus den Abb. 92 und 93. Die Seite 2 mit der etwas größeren Walze führt immer eine positive Leistung. Anfangs, bis zum Schnittpunkt der  $M_{1r}$ -Kurve mit der Abszisse, liegt der Fall II (Abb. 74) der Leistungsflussschemata vor. Die umlaufende Leistung überwiegt noch die Wirkleistung, was eine negative, also abtreibende Leistung auf Seite 1 zur Folge hat. Je größer die beidseitige Anstellung wird, desto kleiner die Differenz zwischen Wirkleistung und umlaufender Leistung, deren Ursache ja eine konstante Radiendifferenz ist, und die daher nicht beliebig wächst. Im Schnittpunkt von  $\Delta M_r$  und  $M_z$  ist  $P_1=0$ . Es liegt der Sonderfall VI (Abb. 78) der Leistungsflußbilder vor. Die Seite 2 führt die gesamte Nutzleistung, die  $M_{2r}$ -Kurve schneidet die  $2M_r$ -Kurve. Alle drei Schnittpunkte müssen theoretisch genau an der gleichen Stelle  $S_1=S_2$  liegen. Dies ist in Abb. 92 besonders gut erfüllt.

Bei sehr großen Anstellungen überwiegt die Wirkleistung die umlaufende Leistung,  $P_1$  wird ebenfalls positiv. Das Leistungsflußbild ändert sich erneut. Es liegt dann Fall V (Abb. 77) vor. Auch bei Anstellungen, die über die gemessenen hinausgehen, wird sich an diesem Sachverhalt nichts ändern.

#### 6.3.3.4 Die Drehzahlabhängigkeit

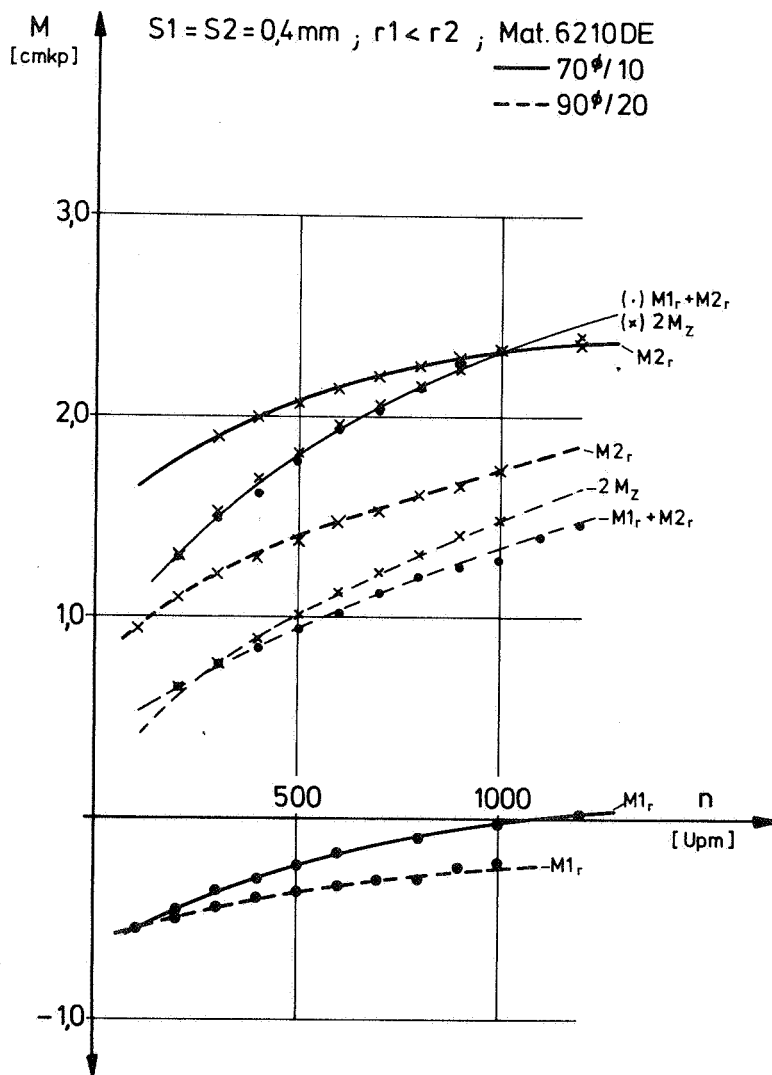


Abb. 95 Drehzahlabhängigkeit der Momente bei einem asymmetrischen Dreiwalzen-System

Der Vollständigkeit wegen sollen wie bisher die zugehörigen Drehzahlabhängigkeiten der Momente gezeigt werden. In Abb. 95 sind die gemessenen Momente bei konstanter Anstellung als Funktion der Drehzahl aufgetragen. Bei den Messungen an der Walze 90/20 stimmt in diesem Beispiel die Momentensumme nicht so gut wie sonst mit dem Doppelten des Wirkmomentes  $M_z$  aus dem Zweiwalzen-System überein. Dies ist jedoch nicht von grundsätzlicher Bedeutung, sondern findet seine Begründung in einer bei beiden Versuchen unterschiedlichen Nullpunkteinstellung wie auch aus einem Vergleich der jeweils mitgemessenen Druckkräfte zu schließen war.

Ansonsten ergibt sich eine gute Übereinstimmung, wenn man zur Kontrolle die Meßpunkte bei  $n=400$  Upm und  $S_1=S_2=0,4$  mm mit dem gleichen Punkt bei den Messungen über der Anstellung vergleicht (Abb. 92 und 93). Die Verläufe der Kurven sind charakteristisch für alle Abhängigkeiten von der Drehzahl. Sie geben den Zusammenhang zwischen Verformungsfrequenz und viskoelastischen Eigenschaften wieder.

#### 6.3.4 Das bezüglich der antreibenden Umfangsgeschwindigkeiten und der Anstellungen asymmetrische Dreiwalzen-System

$r_1 < r_2$ ;  $S_1 \neq S_2$ ; kennzeichnender Index: x

In diesem Kapitel werden die Meßergebnisse besprochen, die sich ergeben, wenn die beiden antreibenden starren Walzen eine Radiendifferenz aufweisen - daher mit unterschiedlicher Umfangsgeschwindigkeit laufen - und außerdem noch beide Walzen asymmetrisch an die Gummiwalze angestellt werden. Nach den bisherigen Meßergebnissen und deren Interpretation ist anzunehmen, daß man unterschiedliche Resultate erhält, je nachdem ob die konstante Anstellung auf der Seite der größeren oder der kleineren Stahlwalze er-

folgt. Infolgedessen muß bei der vorliegenden Walzenkonstellation mit  $r_1 < r_2$  eine Versuchsreihe gefahren werden, bei der auf der Seite 1 mit der kleineren Walze die Anstellung konstant gehalten wird, und eine zweite Versuchsreihe mit der konstanten Anstellung auf der Seite 2 der größeren Walze.

Bei der hier beschriebenen Betriebsart eines Dreiwalzen-Systems treten die beiden bisher gefundenen und dargelegten Ursachen für das Vorkommen umlaufender Leistungen gleichzeitig auf. Es soll daher der gleiche Weg wie seither beschrieben werden, indem zwei Zweiwalzen-Systeme so angepaßt werden, daß sie zum Dreiwalzen-System superponierbar sind.

Der Gedanke der Überlagerung eines Zusatzmomentes als wirkendem Ausgleichsmechanismus kann auch hier beibehalten werden, da keine grundsätzlich neuen physikalischen Vorgänge auftreten. Die Momentengleichungen haben jetzt folgendes Aussehen:

$$\begin{aligned} M_{1x} &= M_{Z1} + \Delta M_x \\ M_{2x} &= M_{Z2} - \Delta M_x \end{aligned} \quad (42)$$

Für die kinematische Anpassung müssen die Auswirkungen zweier Arten von Asymmetrie auf einen Nenner gebracht werden. Dieser gemeinsame Nenner ist wieder die Dehnung.

Bei der Besprechung der Kurvenverläufe der vorliegenden Betriebsart des Dreiwalzen-Systems wird gedanklich wie folgt vorgegangen. Zuerst werden die unterschiedlichen Dehnungen an den Berührstellen, die sich infolge der asymmetrischen Anstellung ergeben, durch entgegengesetzt wirkende Zwangsmomente  $\Delta M_s$  einander angeglichen. In einem zweiten Schritt werden die unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten über eine Dehnungsänderung infolge eines Zusatzmo-

menten  $\Delta M_r$  ausgeglichen. Das gesamte zur Anpassung notwendige Zwangsmoment  $\Delta M_x$  setzt sich also aus den beiden Anteilen  $M_s$  und  $\Delta M_r$  zusammen, wie sie aus der Besprechung der vorigen Betriebsarten bekannt sind. In einem im Anschluß an dieses Kapitel folgenden Abschnitt wird zur Bestätigung dieser Zusammenhang aus den Meßwerten der beiden vorigen Kapitel nachvollzogen.

#### 6.3.4.1 Die Einzelmomente der 1. Versuchsreihe bei $r_1 < r_2$ und $S_1 = \text{konst.}$ , $S_2 = \text{var.}$

In den Diagrammen in Abb. 96 und 97 sind die Meßkurven für die Momente  $M_{1x}$  und  $M_{2x}$  als Funktion der Anstellung dargestellt. Die "Fisch"-ähnliche Form beider Kurvenverläufe erinnert an die Kurven  $M_{1s}$  und  $M_{2s}$  aus Kapitel 6.3.2. Im Unterschied zu diesen liegt jetzt der Schnittpunkt beider Kurven bei höheren Anstellungen und der Abstand zwischen Maximum und Minimum ist größer. Das bedeutet, daß in diesem Bereich die Zwangsmomente höher sind, was auch noch bestätigt werden wird.

Eine gute Kontrolle für die Richtigkeit der Messungen bietet wieder die Momentensumme aus  $M_{1x}$  und  $M_{2x}$ , bei der das Zwangsmoment herausfällt. Sie stimmt auch in diesem Fall wieder sehr gut mit der Momentensumme aus  $M_{z1}$  ( $S_1 = 0,2$ ) und  $M_{z2}$  ( $S = \text{var.}$ ) überein und entspricht damit trotz des unterschiedlichen Verlaufs der Einzelkurven auch der Summe aus  $M_{1s}$  und  $M_{2s}$ . Bei der folgenden genaueren, rein qualitativen Analyse der einzelnen Vorgänge wird nach den bereits erwähnten Versuchsreihen differenziert. Zuerst wird  $r_1 < r_2$  mit  $S_1 = 0,2$  mm und  $S_2 = \text{variabel}$  behandelt. In einem Zweiwalzen-System 1 mit der starren Walze vom Radius  $r_1$  dreht die Gummiwalze langsamer als in einem Zweiwalzen-System 2 mit  $r_2 > r_1$ , wenn beide starre Walzen die gleiche Drehzahl haben. Eine Vergrößerung der Dehnung am Umfang der

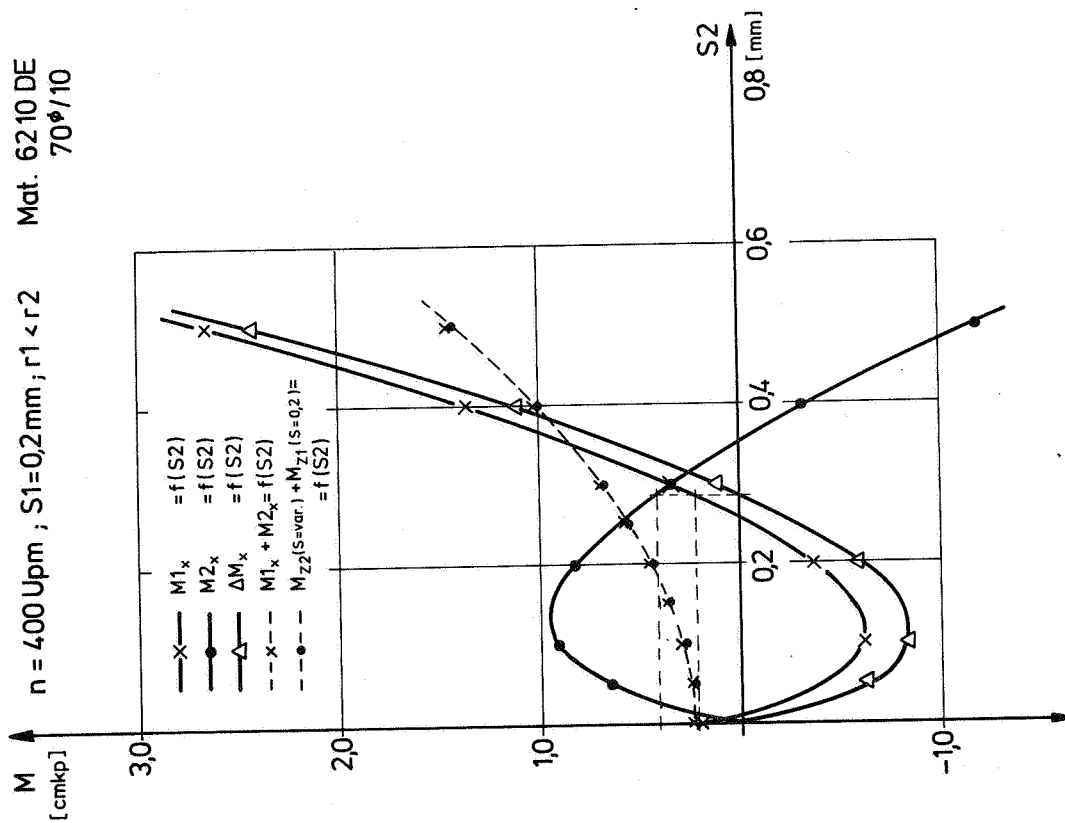


Abb. 96 Momentenverläufe als Funktion der Anstellung bei einem asymmetrischen Dreiwalzen-System

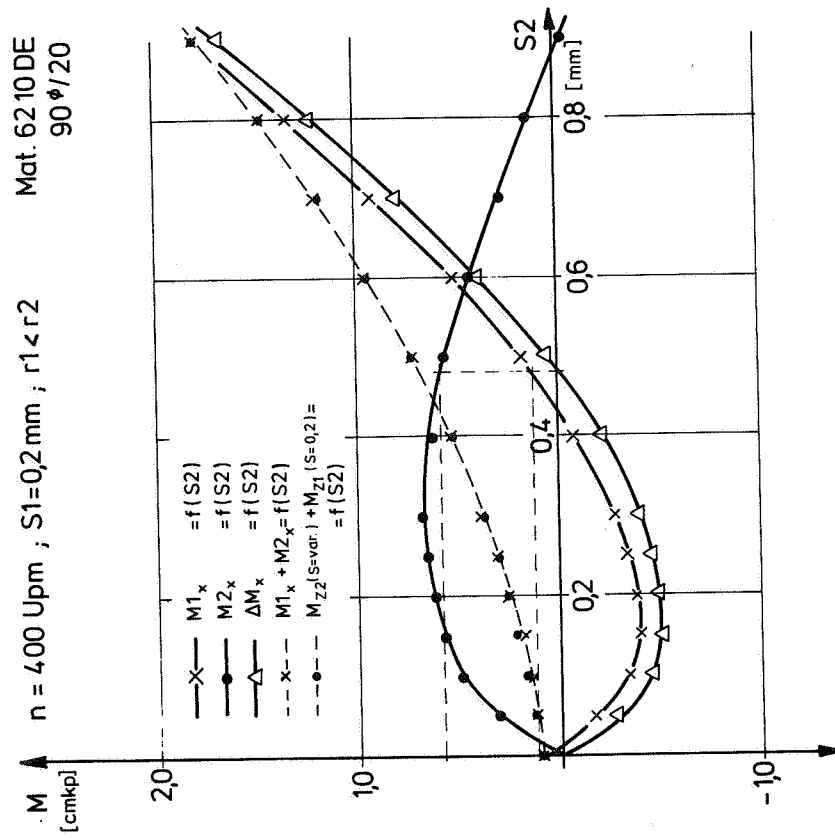


Abb. 97 Momentenverläufe als Funktion der Anstellung bei einem asymmetrischen Dreiwalzen-System

Gummiwalze führt zu einer langsameren Drehzahl der Gummiwalze und erfordert ein zusätzliches Moment. Die Momentengleichungen für die kinematisch angepaßten Systeme lauten:

$$\begin{aligned} M1_r &= M_{z1}(S=\text{var.}) - \Delta M_r \\ M2_r &= M_{z2}(S=\text{var.}) + \Delta M_r \end{aligned} \quad (41a)$$

Im Bereich  $0 < S2 < S1 = 0,2$  mm haben wir auf der Seite 1 die größere Dehnung. Sie muß durch ein negatives Zusatzmoment verringert werden:

$$\begin{aligned} M1_s &= M_{z1}(S=0,2) - \Delta M_s \\ M2_s &= M_{z2}(S=\text{var.}) + \Delta M_s \end{aligned} \quad (40b)$$

Betrachtet man die beiden Gleichungssysteme (41a) und (40b), so stellt man fest, daß die Zusatzmomente zum Ausgleich der Dehnungen im Bereich  $0 < S2 < S1 = 0,2$  mm in gleicher Richtung wirken. Daraus folgt, daß hier immer  $M1_x$  kleiner  $M_{z1}(S=0,2)$  und  $M2_x$  größer als  $M_{z2}(S=\text{var.})$  sein muß. Dieser Sachverhalt wird durch die Messungen bestätigt (Abb. 96, 97).

An der Stelle  $S1=S2$  entfällt derjenige Anteil am Zwangsmoment  $\Delta M_x$ , der aus der ungleichen Anstellung resultiert ( $\Delta M_s=0$ ). Die Momentendifferenz besteht allein aufgrund der Radienungleichheit. Die Tatsache, daß sich die Kurven nicht im Symmetriepunkt  $S1=S2$  schneiden, ist kennzeichnend für die in diesem Kapitel beschriebene Betriebsart des Dreiwälzen-Systems.

Läßt man  $S2$  über  $S1$  hinaus wachsen, so muß der aus der Anstellung sich ergebende Anteil am Zwangsmoment stärker zunehmen als der Anteil aus der Radienungleichheit, wie man rein qualitativ aus den Kurven für die Momentendifferenzen  $\Delta M_s$  (Abb. 85, 86) und  $\Delta M_r$  (Abb. 92, 93) sieht. Für  $S2 > S1$  liegt die größere Dehnung auf Seite 2. Hier muß für die kinematische Anpassung die Dehnung verkleinert werden.



$$\begin{aligned} M1_s &= M_{z1}(S=0,2) + \Delta M_s \\ M2_s &= M_{z2}(S=var.) - \Delta M_s \end{aligned} \quad (40c)$$

Da die Gleichungen (41a) weiterhin gelten, wirken jetzt die beiden Zwangsmomente gegeneinander und kompensieren sich teilweise. Die Kurven  $M1_x$  und  $M2_x$  nähern sich einander. Zuerst ist offensichtlich noch  $\Delta M_r > \Delta M_s$ , denn  $M1_x$  ist immer noch kleiner als  $M_{z1}(S=0,2)$  und  $M2_x$  ist größer als  $M_{z2}(S=var.)$ . Diese Verhältnisse ändern sich kurz vor dem jeweiligen Schnittpunkt. Die Einflüsse aus ungleicher Anstellung und verschiedenen Radien heben einander auf,  $\Delta M_x$  wird 0. Wie aus der eingezeichneten gestrichelten Linie erkenntlich, liegt die Stelle, an der  $M1_x = M_{z1}$  und  $M2_x = M_{z2}$  ist, jetzt knapp vor dem Schnittpunkt beider Kurven. Dies sind die Punkte ohne umlaufende Leistung und daher die geeignetsten Betriebspunkte in dem hier beschriebenen Walzensystem.

Mit weiterer Steigerung von  $S2$  überwiegt natürlich das Zwangsmoment aus der asymmetrischen Anstellung ( $\Delta M_s > \Delta M_r$ ). Als Folge davon wird

$$\begin{aligned} M1_x &= M_z(S=0,2) + \Delta M_x \\ M2_x &= M_z(S=var.) - \Delta M_x \end{aligned} \quad (42a)$$

Die Messungen bestätigen, daß nach dem Punkt ohne umlaufende Leistung  $M1_x$  größer als  $M_{z1}(S=0,2)$  und  $M2_x$  kleiner als  $M_{z2}(S=var.)$  ist. Damit sind die Verläufe der Momentenkurven für ein asymmetrisches Dreiwalzen-System mit  $r1 < r2$  und  $S1 = \text{Konst.}$ ,  $S2 = \text{var.}$  erklärt.

#### 6.3.4.2 Momentendifferenz und Leistungsfluß

Die Momentendifferenz  $\Delta M_x$  ist ebenfalls in den Abb. 96 und 97 eingetragen. Dabei wird wieder von dem an einem Walzenzweig gemessenen Moment, das zu der Anstellung der be-

treffenden Seite gehörige Moment aus dem Zweiwalzen-System subtrahiert. Demnach gilt:

$$\Delta M_x = M1_x - M_{Z1}(S=0,2) = M_{Z2}(S=var.) - M2_x$$

Das Moment  $M_{Z1}(S=0,2)$  ist konstant und entspricht in den Abb. 96 und 97 dem Moment  $M1_x(S2=0)$ , da im Nullpunkt der Anstellung  $S2$  ja nur ein Zweiwalzen-System vorliegt. Subtrahiert man diesen konstanten Betrag von der Momentensummenkurve, dann ist der verbleibende Rest gleich  $M_{Z2}(S=var.)$ .

Das Vorhandensein einer Momentendifferenz weist auf eine umlaufende Leistung hin, deren Richtung sich aus dem Vorzeichen von  $\Delta M_x$  ergibt. Zur genaueren Differenzierung in die einzelnen Fälle der Leistungsflußbilder, wie sie mit wachsender Anstellung aufeinander folgen, muß man die Vorzeichen der Einzelmomente betrachten. Im Prinzip ist die Folge der Leistungsflüsse die gleiche, wie in Abb. 88 angegeben.

Bis zum 1. Schnittpunkt von  $M1_x$  mit der S-Achse ist die Blindleistung kleiner als die Wirkleistung (Fall IV u.V). Es folgt bis zum 2. Schnittpunkt mit der S-Achse ein Gebiet mit  $P1$  negativ und  $P2$  positiv (Fall II). Bis zur gestrichelten Linie findet man wieder einen Bereich nach Fall V. Die gestrichelte Linie markiert den Punkt ohne umlaufende Leistung. Hier herrscht eine echte Leistungsteilung (Fall I), wobei von jeder Seite nur die Verlustleistung gedeckt wird. Wächst  $S2$  weiter, so treten noch folgende Leistungsflüsse auf: Fall V bis zum Schnittpunkt  $M1_x$  mit  $M2_x$ , anschließend Fall IV bis zum Schnittpunkt  $M2_x$  mit der S-Achse und danach Fall III für alle weiteren Anstellungen. Die Schnittpunkte mit der Abszisse sind die Sonderfälle VI und VII. Damit ist auch hier wieder das gesamte mögliche Spektrum der Leistungsverteilungen vorhanden.

#### 6.3.4.3 Die Drehzahlabhängigkeit bei der 1. Versuchsreihe

Die Abhängigkeiten von der Drehzahl (Abb. 98) zeigen keine grundsätzlich neuen Erkenntnisse. Der langsame Anstieg über die Drehzahl ist bekannt. Die Momente bei  $n=400$  Upm findet man auch in den Diagrammen  $M=f(S_2)$  der Bilder 96 und 97 wieder.

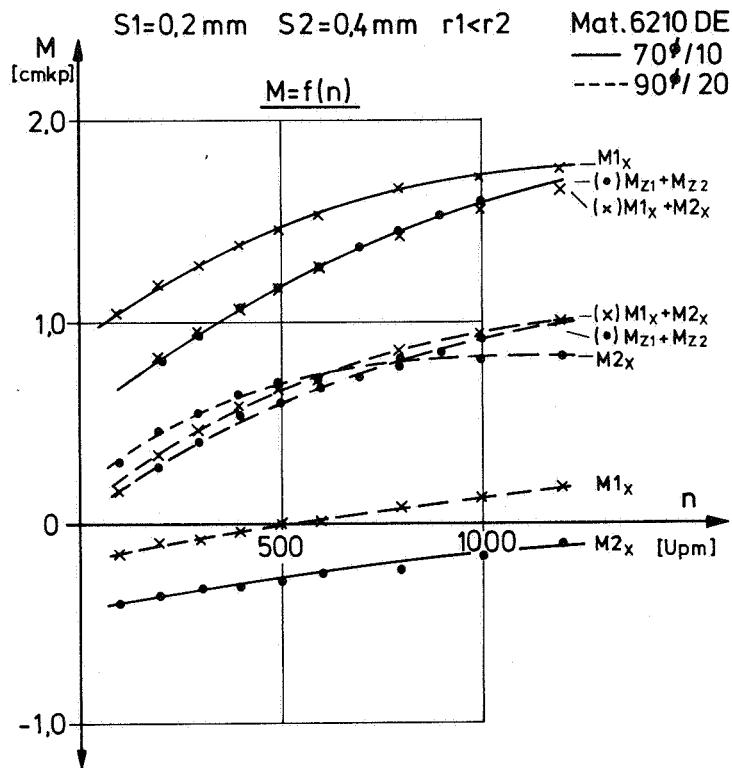


Abb. 98 Drehzahlabhängigkeit der Momente im asymmetrischen Dreiwalzen-System

#### 6.3.4.4 Die Einzelmomente der 2. Versuchsreihe bei $r_1 < r_2$ und $S_1 = \text{var.}$ , $S_2 = \text{konst.}$

Die Diagramme der Abb. 99 und 100 zeigen die Momentenverläufe, wenn im Dreiwalzen-System mit  $r_1 < r_2$  die Anstellung auf der Seite 2 konstant gehalten und auf der Seite 1 mit der kleineren Walze variiert wird. Obwohl das gleiche Walzensystem gemessen wurde, haben die Diagramme ein ganz anderes Aussehen als bei der 1. Versuchsreihe, was auf eine

andere Wechselwirkung zwischen den spezifischen Momentendifferenzen schließen läßt. Die Kurven divergieren sehr stark und schneiden sich nicht. Diese charakteristischen Merkmale lassen sich wieder aus einer Betrachtung der Dehnungen in den Berührzonen zweier Zweiwalzen-Systeme, die kinematisch einander angepaßt werden sollen, erklären. Dabei gelten die Gleichungen (41) auch hier über den gesamten Anstellungsbereich. Das bedeutet, daß auf Seite 2 die Dehnung vergrößert werden muß, damit die Gummiwalze 2 langsamer läuft.

Für die Anstellungen im Abschnitt  $0 < S_1 < S_2 = 0,2$  mm ist die Dehnung infolge der Zustellung auf der Seite 2 größer als auf Seite 1. Damit sich die Dehnungen, die allein aufgrund der Anstellung entstehen, einander angleichen können, muß in der Berührzone 2 ein negatives Zwangsmoment die Dehnung verringern und auf der anderen Seite ein gleich großes Zwangsmoment die Dehnung vergrößern. Daher gilt:

$$\begin{aligned} M_{1s} &= M_{Z1}(S=\text{var.}) + \Delta M_s \\ M_{2s} &= M_{Z2}(S=0,2) - \Delta M_s \end{aligned} \quad (40d)$$

Anhand der Meßkurven kann man entscheiden, welcher Einfluß - Radienunterschied oder asymmetrische Anstellung - in diesem Bereich überwiegt, denn beide wirken einander entgegen. Für  $\Delta M_s < \Delta M_r$  wird  $M_{2x}$  kleiner als  $M_{Z2} = \text{konst.}$  Das trifft nur ganz am Anfang (bis etwa  $S_1 = 0,06$  mm) von Abb. 99 bei den Momentenverläufen der Gummiwalze 70/10 zu. Bei der Walze mit dem dicken Belag überwiegt von Anfang an die Dehnung infolge asymmetrischer Anstellung.  $M_{2x}$  ist hier immer größer als  $M_{Z2}(S=\text{konstant})$  und  $M_{1x}$  immer kleiner als  $M_{Z1}(S=\text{var.})$ . An der Stelle  $S_1 = S_2$  wirkt nur das Zwangsmoment aufgrund der Radiengleichheit. Es muß theoretisch im Betrag gleich dem der Abb. 96 und 97 sein, was auch recht gut zutrifft.

Für den Anstellungsbereich  $S_1 > S_2$  wirken beide Zwangsmomente

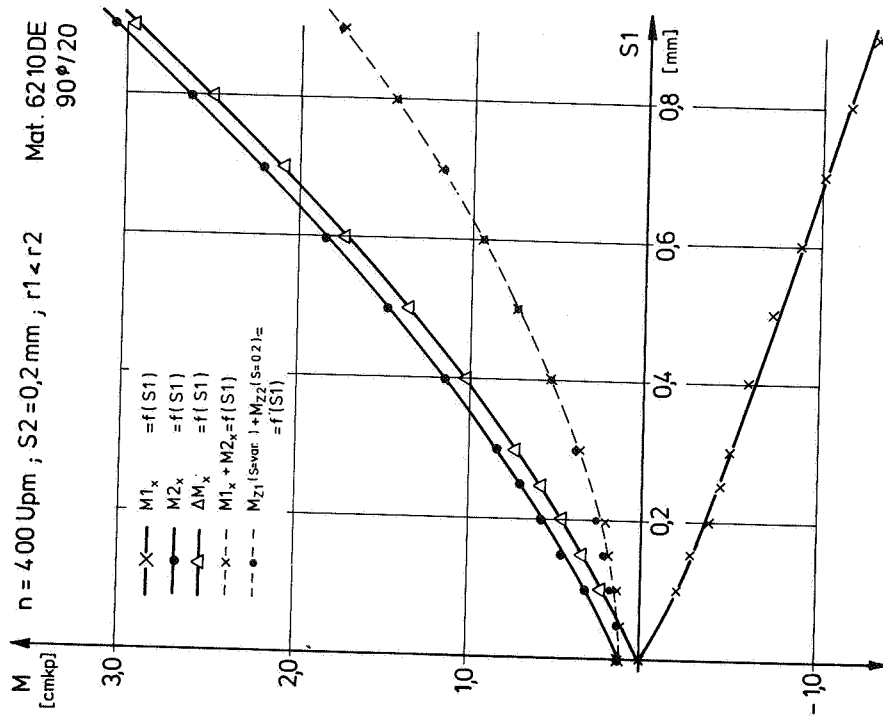


Abb. 100 Momentenverläufe als Funktion der Anstellung beim asymmetrischen Dreiwalzen-System

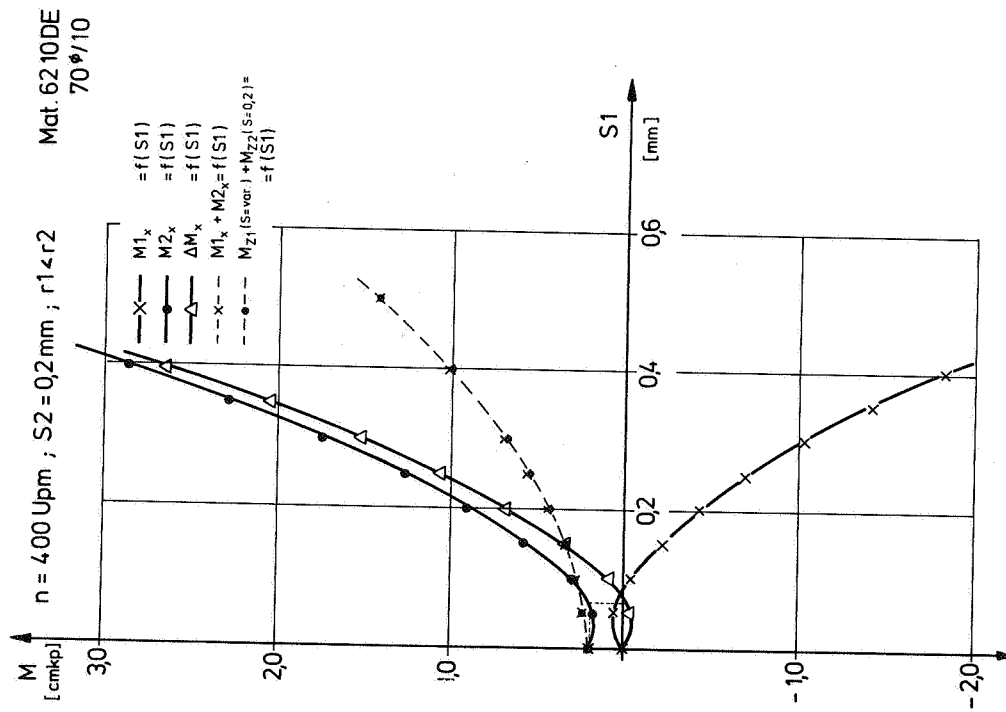


Abb. 99 Momentenverläufe als Funktion der Anstellung beim asymmetrischen Dreiwalzen-System

$\Delta M_r$  und  $\Delta M_s$ , die als Komponenten von  $\Delta M_x$  gelten können, in gleicher Richtung (vgl. Gl. 41 S. 208 und Gl. 40b S. 217), wobei  $\Delta M_s$  sehr stark wächst.

Die Einzelmomente genügen damit den Gleichungen:

$$\begin{aligned} M1_x &= M_{Z1} (S=\text{var}) - \Delta M_x \\ M2_x &= M_{Z2} (S=0,2) + \Delta M_x \end{aligned} \quad (42b)$$

Sie werden auch quantitativ vollkommen durch die Meßergebnisse bestätigt.

#### 6.3.4.5 Der Leistungsfluß

Nach diesen Überlegungen ergeben sich für ein asymmetrisches Dreiwalzen-System, bei dem die Anstellung auf der Seite der größeren starren Walze konstant gehalten und auf der anderen Seite variiert wird, folgende Möglichkeiten für den Leistungsfluß:

Haben beide Momentenkurven keine Extremwerte (Abb. 100), dann existiert kein Punkt ohne umlaufende Leistung. Da beide Leistungen entgegengesetzte Vorzeichen haben, liegt über dem gesamten Anstellungsbereich Fall II vor. Die umlaufende Leistung ist überall größer als die Wirkleistungen, was immer eine unnötige Belastung der Farbwerkswellen bedeutet.

Etwas anders als in Abb. 100 liegen die Verhältnisse im Hinblick auf den Leistungsfluß in Abb. 99 für die Gummwalze 70/10. Zuerst sind beide Leistungen positiv bei geringer umlaufender Leistung (Fall V). Etwa an der gestrichelten Linie decken beide Seiten genau ihren Leistungsanteil, die umlaufende Leistung ist Null (Fall I). Diese Möglichkeit ist an das Vorhandensein von Extremwerten gebunden, da nur dann sich die beiden Anteile am Zwangsmoment an einer Stelle kompensieren können. Dies ist nur bei Walzen mit

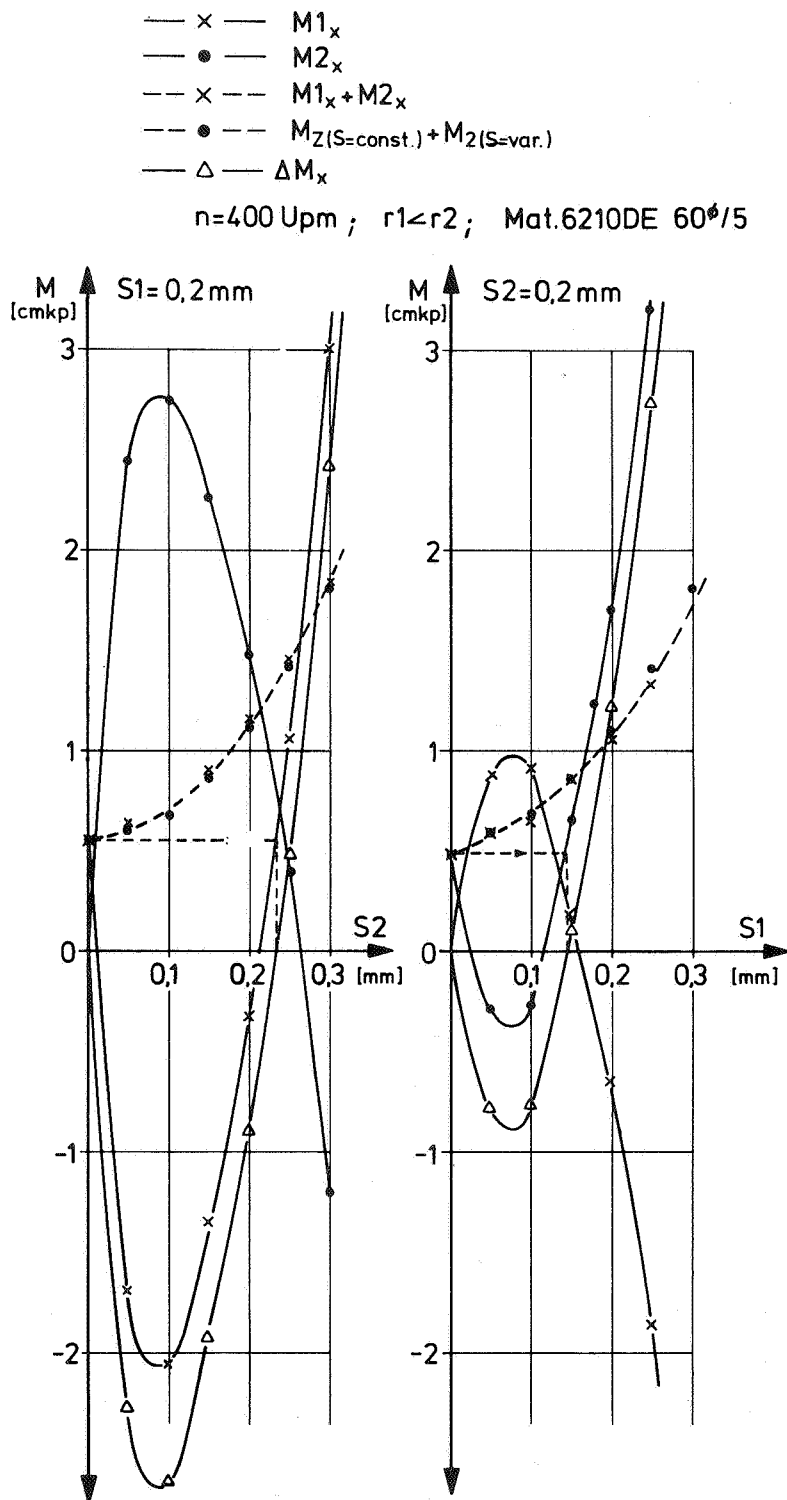


Abb. 101 Beispiel für sehr hohe Zwangsmomente bei einem asymmetrischen Dreiwalzen-System

dünnere Beläge möglich, da hier der Anteil  $\Delta M_s$  am Zwangsmoment überwiegt und sie sich - wegen des unterschiedlichen Vorzeichens zu  $\Delta M_r$  bei kleinen Anstellungen - gegenseitig aufheben können. Als ein weiterer Beweis zu dieser Aussage sind in Abb. 101 die Meßergebnisse für die Gummiwalze 60/5 mit der geringsten Belagdicke dargestellt.

Zum direkten Vergleich wurden die beiden Diagramme für die zwei besprochenen Versuchsreihen - einmal  $S_1=0,2$ , das andere Mal  $S_2=0,2$  - nebeneinander angeordnet.

Aus dem Diagramm auf der rechten Seite von Abb. 101 ( $S_2=0,2$ ) wird ersichtlich, daß sich die Extremwerte der Momentenkurven  $M_{1x}$  und  $M_{2x}$  bei der Walze mit dem dünnsten Belag am stärksten ausbilden. Die beiden Kurven schneiden sich dieses Mal sogar, was zur Folge hat, daß im Gegensatz zu den Abb. 99 und 100 ein Arbeitspunkt ohne umlaufende Leistung vorhanden ist (gestrichelt eingetragen). Die Entwicklung bei der Ausbildung der Extremwerte ist auch folgerichtig, wie ein Vergleich zwischen den Abb. 100 (keine Extremwerte), Abb. 99 (Extremwertbildung beginnt) und Abb. 101 rechts (Extremwerte stark ausgeprägt) zeigt. Wie hoch die Momente werden können, wenn man eine unglückliche Wahl der Anstellungen trifft, zeigt sich besonders gut in Abb. 101 bei der Gegenüberstellung von Versuchsreihe 1 (linkes Diagramm) und Versuchsreihe 2 (rechtes Diagramm). Beide Versuchsreihen wurden bei der gleichen Walzenkonstellation gemessen. Die Momente im linken Diagramm liegen viel höher als die im rechten Diagramm, weil sich die beiden Anteile am Zwangsmoment - nämlich  $\Delta M_r$  und  $\Delta M_s$  - addieren. Die steilen Anstiege der Kurven in einem sehr kleinen Anstellungsbereich machen die Schwierigkeiten beim Messen deutlich, wenn die Beläge der Gummiwalzen sehr dünn sind. Eine Abweichung von 0,01 mm in der Anstellung ergibt jetzt Unterschiede im Moment bis zu 0,5 cmkp! Dennoch ist die Übereinstimmung der Momentensumme mit der Summe der zuge-



hörigen Momente aus dem Zweiwalzen-System außerordentlich gut. Kräfte und Momente steigen mit der geringsten Anstellung so stark an (vgl. auch Abb. 45 für die Messungen am Zweiwalzen-System), daß im vorderen Bereich der Anstellung gemessen werden kann, ohne die vorhandenen Momentengeber zu überlasten.

Was speziell den Gesichtspunkt der umlaufenden Leistung bei der 2. Versuchsreihe betrifft, so verhält sich im Bereich der kleinen Anstellungen bis  $S=0,15$  mm ausnahmsweise einmal die Gummiwalze mit dem dickeren Belag ungünstiger als diejenige mit einem dünnen Belag. Sieht man jedoch die Gesamtheit der Beanspruchungen - vor allem bei höheren Anstellungen - so ergeben sich bei den Gummiwalzen mit geringen Schichtstärken wesentlich höhere Spannungen (Abb. 99 und 101).

Zwischen dem Punkt der Leistungsteilung und dem Schnittpunkt von  $M1_x$  mit der S-Achse in Abb. 99 und 101 rechts existiert noch einmal Fall V. Im Schnittpunkt selbst liegt wieder Sonderfall VI vor. Für alle größeren Anstellungen sind die Vorzeichen der Momente einander entgegengesetzt (Fall II), die umlaufende Leistung wird sehr hoch.

Wegen der besonderen Bedeutung, die den Punkten ohne Zwangsmoment zukommt, ist das Verfahren zu deren Bestimmung noch einmal in den Skizzen Abb. 102 verdeutlicht. In diesen Punkten, die jetzt nicht mehr die Schnittpunkte beider Momentenkurven sind, führt jede Seite genau die Leistung, die zur Deckung der Verluste notwendig ist und damit die geringstmögliche Leistung. Bei jeder der vier bisher beschriebenen Betriebsarten des asymmetrischen Dreiwalzen-Systems gibt es nur dann einen Arbeitspunkt mit Leistungsteilung über den gesamten Anstellungsbereich, wenn beide Kurven  $M1$  und  $M2$  Extremwerte aufweisen. Ausgehend von dem Gedanken, daß in dem Punkt ohne umlaufende Leistung jede Seite ihren Leistungs-

anteil decken muß, kann man diejenige Anstellung  $S_a$  auf der Seite der variablen Anstellung finden, bei der diese Seite ihr Verlustmoment führt.

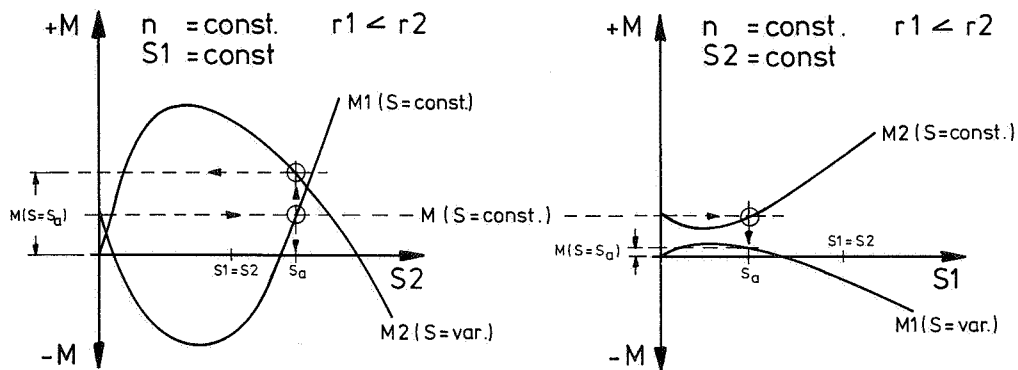


Abb. 102 Auffinden des Betriebspunktes ohne umlaufende Leistung

Das Verlustmoment für die Seite der konstanten Anstellung ist aus dem Zweiwalzen-System bekannt. Es ist der Anfangspunkt Momentenkurve mit der konstanten Anstellung. Den Schnittpunkt dieser Kurve mit der Parallelen zur Abszisse im Abstand  $M(S = \text{const.})$  auf die S-Achse gelotet, ergibt den gesuchten Punkt  $S_a$ .

Das Moment zur Anstellung  $S_a$  auf der Seite der variablen Anstellung ist durch die Stelle  $M(S = S_a)$  dieser Momentenkurve gegeben. Es entspricht dem Moment im Zweiwalzen-System für die Anstellung  $S_a$ . An der Stelle  $S_a$  der S-Achse wird in beiden Walzenzweigen nur Wirkmoment geführt, wie aus der Betrachtung der Momentensumme hervorgeht (vgl. Gleichung 38a). Dieser Punkt  $S_a$  ist bei der einen Betriebsart links, bei der anderen rechts vom Symmetriepunkt ( $S_1 = S_2$ ).

Aus der Kenntnis dieser Zusammenhänge kann man dann die folgende Schlußfolgerung ziehen. Gesetzt den Fall, es liegt ein bezüglich der Walzenradien asymmetrisches Dreiwalzen-

System vor. Dann ist es nur mit einer einzigen - passend ausgewählten - asymmetrischen Anstellung möglich, einen Arbeitspunkt zu finden, in dem keine Zwangsmomente herrschen.

#### 6.3.4.6 Die Zusammensetzung des Zwangsmomentes $\Delta M_x$

Bei der Erklärung der Kurven für die Momentendifferenz  $\Delta M_x$  im zweifach asymmetrischen Dreiwalzen-System wurde sowohl bei der Versuchsreihe

- 1) mit  $r_1 < r_2$ ,  $S_1 = 0,2$  und  $S_2$  variabel als auch bei der Versuchsreihe
- 2) mit  $r_1 < r_2$ ,  $S_1 = \text{variabel}$ ,  $S_2 = 0,2$  sinngemäß davon ausgegangen, daß

$\Delta M_x$  sich anteilig aus einem  $\Delta M_s$  und einem  $\Delta M_r$  zusammensetze. Dabei wurde mit  $\Delta M_s$  das Zwangsmoment bezeichnet, das allein wegen der unterschiedlichen Anstellung auf beiden Seiten für einen Dehnungsausgleich notwendig wird, wie es z.B. aus den Versuchen mit  $r_1 = r_2$ ,  $S_1 = 0,2$  und  $S_2 = \text{var.}$  ermittelt wurde. Mit  $\Delta M_r$  wurde dem bisherigen Gebrauch entsprechend ein Zwangsmoment bezeichnet, das für die kinematische Anpassung aufgrund der ungleichen Radien der starren Walzen erforderlich wird (z.B. bei den Versuchen mit  $r_1 < r_2$  und  $S_1 = S_2 = \text{var.}$ ).

Die Verläufe der Momentendifferenzen  $\Delta M_s$  und  $\Delta M_r$ , wie sie aus den genannten Versuchen an Dreiwalzen-Systemen gefunden wurden, sind in den Abb. 85, 86 und 92, 93 wiedergegeben. Es liegt nahe, diese beiden vorhandenen Zwangsmomente zur Zusammensetzung von  $\Delta M_x$  direkt zu verwenden, denn die Betriebsart bei der Bestimmung von  $\Delta M_x$  ist hinsichtlich der Anstellung die gleiche wie bei der Bestimmung von  $\Delta M_s$  und hinsichtlich der Radiendifferenz die gleiche wie bei der Bestimmung von  $\Delta M_r$ . Das doppelt asymmetrische Dreiwalzen-System soll also aus der Superposition zweier einfach asymmetrischer Dreiwalzen-Systeme entwickelt werden.

Beide Arten der Zwangsmomente müssen dann einander auch so überlagert werden, wie es der Erklärung der Wirkungsmechanismen in den beiden Versuchsreihen entspricht (Kap. 6.3.4). Dabei ergibt sich für Versuchsreihe 1

$$\Delta M_{x1} = \Delta M_s - \Delta M_r \quad (43a)$$

und für Versuchsreihe 2

$$\Delta M_{x2} = \Delta M_s + \Delta M_r \quad (43b)$$

wobei die Zwangsmomente entsprechend ihren Vorzeichen eingesetzt werden. Für diese Zusammensetzung gemäß Gl. (43a) bzw. (43b) muß es jedoch noch geklärt werden, bei welchen Abszissen  $S$  die zu addierenden Momentendifferenzen entnommen werden müssen. Am einfachsten und naheliegendsten ist es, für eine erste Näherung die Ordinatenwerte von  $\Delta M_r$  und  $\Delta M_s$  bei jeweils den gleichen Abszissen zu addieren. Dieses Verfahren wurde anhand der Meßwerte für die Walze 70/10 und die Versuchsreihe 1 einmal beispielhaft durchgeführt.

In Abb. 103 ist unter anderem das Ergebnis aufgetragen und mit  $\Delta M_{x1}'$  bezeichnet. Zum Vergleich ist das aus der Versuchsreihe 1 durch Messung direkt ermittelte Zwangsmoment  $\Delta M_x$  aus Abb. 96 eingetragen.

Die bereits recht gute qualitative Übereinstimmung der beiden Kurven für  $\Delta M_{x1}'$  und  $\Delta M_x$  ist einmal aus dem Verlauf selbst und außerdem noch an der Lage markanter Merkmale ersichtlich. So liegt der Punkt ohne umlaufende Leistung (Zwangsmoment = Null), wie es sein muß, rechts des Symmetriepunktes und die beiden Minima an nahezu der gleichen Stelle vor dem Symmetriepunkt ( $S_1=S_2=0,2$ ). Nur in diesem Punkt stimmen beide Kurven auch quantitativ überein.

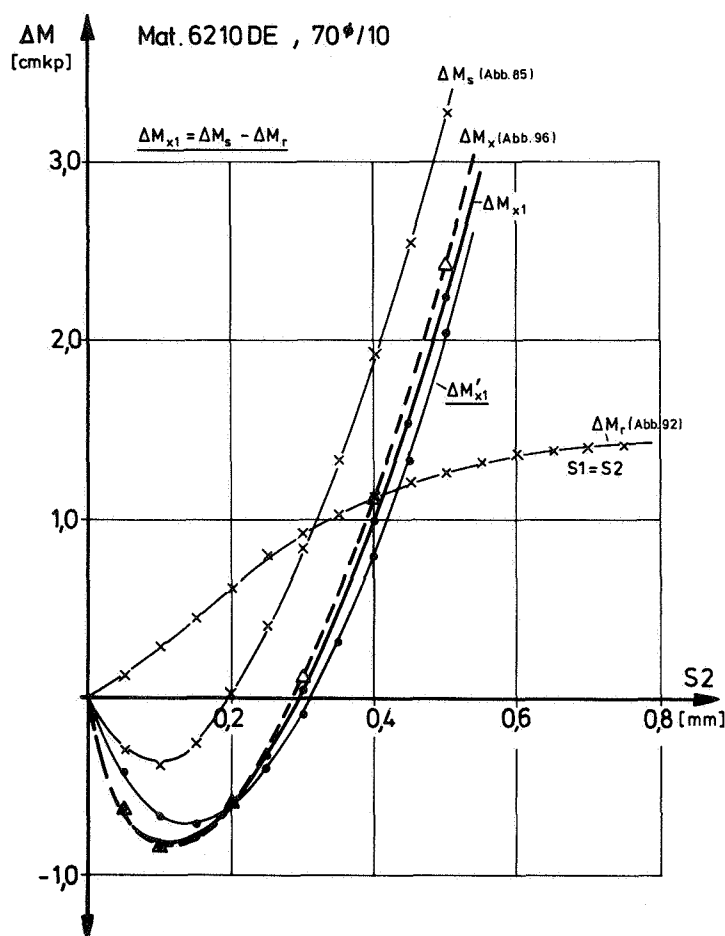


Abb. 103 Zusammensetzung des Zwangsmomentes  $\Delta M_x$  aus den gemessenen Werten von  $\Delta M_r$  und  $\Delta M_s$

Für alle Anstellungen  $S < 0,2$  liegt die nach Gleichung (43a) zusammengesetzte Kurve von  $\Delta M_{x1}'$  oberhalb, für  $S > 0,2$  jedoch unterhalb der direkt gemessenen Kurve von  $\Delta M_x$ . Aber auch diese quantitativen Abweichungen von der direkt gemessenen Kurve sind folgerichtig erklärbar, wenn man sich die Betriebsarten für das Zustandekommen von  $\Delta M_r$  und  $\Delta M_s$  näher ansieht und mit derjenigen beim Messen von  $\Delta M_x$  vergleicht.

Die jeweilige Anstellung an einer Berührstelle ist maßgebend für die Größe der Wirkmomente, die Anstellungssumme demnach für das gesamte Verlustmoment. Die Höhe der Zwangsmomente hängt aber von dem Niveau der im System wirkenden

Beanspruchungen ab. Das Zwangsmoment  $\Delta M_r$  wurde bei  $S_1=S_2$  variabel ermittelt.  $\Delta M_s$  und  $\Delta M_x$  hingegen bei  $S_1=0,2$  und  $S_2=\text{variabel}$ . Addiert man nun  $\Delta M_r$  und  $\Delta M_s$  bei gleichen Anstellungen, so liegt die Anstellungssumme und damit das Momentenniveau von  $\Delta M_r$  für alle Punkte  $S < 0,2$  niedriger ( $0 \leq S_1+S_2 < 0,4$ ) als bei der Messung von  $\Delta M_x$  und  $\Delta M_s$  ( $0,2 \leq S_1+S_2 < 0,4$ ).

Für Anstellungen zwischen 0,2 mm und 0,8 mm ist es genau umgekehrt. Die Anstellungssummen für  $\Delta M_r$  liegen höher ( $0,4 < S_1+S_2 \leq 1,6$ ) als diejenigen für  $\Delta M_x$  und  $\Delta M_s$  ( $0,4 < S_1+S_2 \leq 1,0$ ).

Aus dieser Überlegung folgt, daß die Zwangsmomente für die richtige Superposition nicht bei gleichen, sondern bei unterschiedlichen Abszissen entnommen und addiert werden müssen.

Welche Anstellungen  $S$  die richtigen für die anteiligen Zwangsmomente sind, läßt sich nur näherungsweise festlegen, wenn man die Werte aus den vorliegenden Versuchen zur Bestimmung von  $\Delta M_r$  und  $\Delta M_s$  benutzen will (Es gibt - zumindest für  $\Delta M_s$  - grundsätzlich mehrere Betriebsarten, um Zwangsmomente aufgrund asymmetrischer Anstellungen zu bestimmen. Vgl. auch Abb. 90).

Diese den Wirkungsmechanismen besser zugeordneten Anstellungen erhält man, indem man rein gedanklich das doppelt asymmetrische Dreiwalzen-System aus dem nur in Bezug auf eine Größe asymmetrischen Dreiwalzen-System entwickelt. Dazu gibt es zwei Wege.

Einmal kann man, ausgehend von dem hinsichtlich der Umfangsgeschwindigkeiten asymmetrischen Dreiwalzen-System das bei Anstellungen  $S_{1r}=S_{2r}^{x)}$  läuft, und bei dem in beiden Druckzonen unterschiedliche Dehnungen vorliegen. Behält man die

---

<sup>x)</sup> Die zusätzliche Indizierung der Anstellung ist hier zur Differenzierung notwendig. Sie erfolgt analog der Momentenbezeichnung.

eine Anstellung - z.B.  $S1_r$  - bei und verändert die andere - z.B.  $S2_r$  auf einen Werte  $S2$  -, so ergibt sich das doppelt asymmetrische Dreiwalzen-System. Die Anstellung  $S2$ , nach der sich die Höhe des nachträglich überlagerten  $\Delta M_s$  richtet, ist dann eine andere als die von  $\Delta M_r(S2_r)$ . Auch aus dieser Überlagerung resultiert also, daß die für die Zusammensetzung von  $\Delta M_x$  benötigten Zwangsmomente bei zwei verschiedenen Anstellungen entnommen werden müssen. Wegen der unterschiedlichen, nicht als Meßwerte bekannten Dehnungen in den beiden Druckzonen, weiß man aber nicht die genauen Anstellungen für die Auswahl von  $\Delta M_s$  und  $\Delta M_r$ .

Etwas überschaubarer ist der zweite, prinzipiell gleichwertige Weg, der ebenfalls infolge Überlagerung zu dem doppelt asymmetrischen Dreiwalzen-System führt. Vorgegeben sei jetzt das nur bezüglich der Anstellungen asymmetrische Dreiwalzen-System mit  $r1=r2$ . Das Zwangsmoment für die gegebenen Anstellungen  $S1_s$  und  $S2_s$  sei  $\Delta M_s$ . Es sorgt für eine in beiden Druckzonen gleiche Dehnung  $\epsilon1=\epsilon2$ , der folglich eine Anstellung  $S1=S2$  entspricht, die zwischen  $S1_s$  und  $S2_s$  liegen muß. Bei einer linearen Funktion  $M=f(\epsilon)$  liegt diese Stelle genau bei  $S1=S2=(S1_s+S2_s)/2$ , bei der vorliegenden, überproportionalen Abhängigkeit  $M=f(\epsilon)$  aber geringfügig darüber.

Diesem Zustand wird nun ein  $\Delta M_r$  überlagert, indem man - gedanklich - den Radius einer Walze bei sonst unveränderten Antriebsbedingungen wachsen läßt (z.B.  $r2$ ). Damit erhält man wieder das doppelt asymmetrische Dreiwalzen-System.

Bei dieser Entwicklung ist das Zwangsmoment  $\Delta M_s$  den Anstellungen  $S1_s$  und  $S2_s$  zugeordnet und  $\Delta M_r$  der Anstellung  $(S1_s+S2_s)/2$ .

Führt man die Zusammensetzung der Zwangsmomente nach den Gl. (43a) und (43b) jetzt unter diesem Gesichtspunkt durch,

so erhält man eine weitaus bessere Übereinstimmung zwischen  $\Delta M_{x1}$  (stark ausgezogene Kurve in Abb. 103) und dem direkt aus den Messungen ermittelten  $\Delta M_x$ , was die Richtigkeit der Überlegung beweist.

Daß diese hier dargelegten Zusammenhänge nicht nur zufällig für das herausgegriffene Beispiel gelten, sondern allgemein sind, beweist Abb. 104, in der das zusammengesetzte Zwangsmoment  $\Delta M_{x1}$  auch für die Walze 90/20 eingezeichnet ist. Außerdem sind für die Versuchsreihe 2 die zusammengesetzten Zwangsmomente  $\Delta M_{x2}$  für die Gummiwalzen 70/10 und 90/20 nach Gl. (43b) aufgetragen. Auch bei dieser Zusammensetzung wurde gemäß der gedanklichen Herleitung  $\Delta M_r$  an der Stelle  $(S1+S2)/2$  genommen.

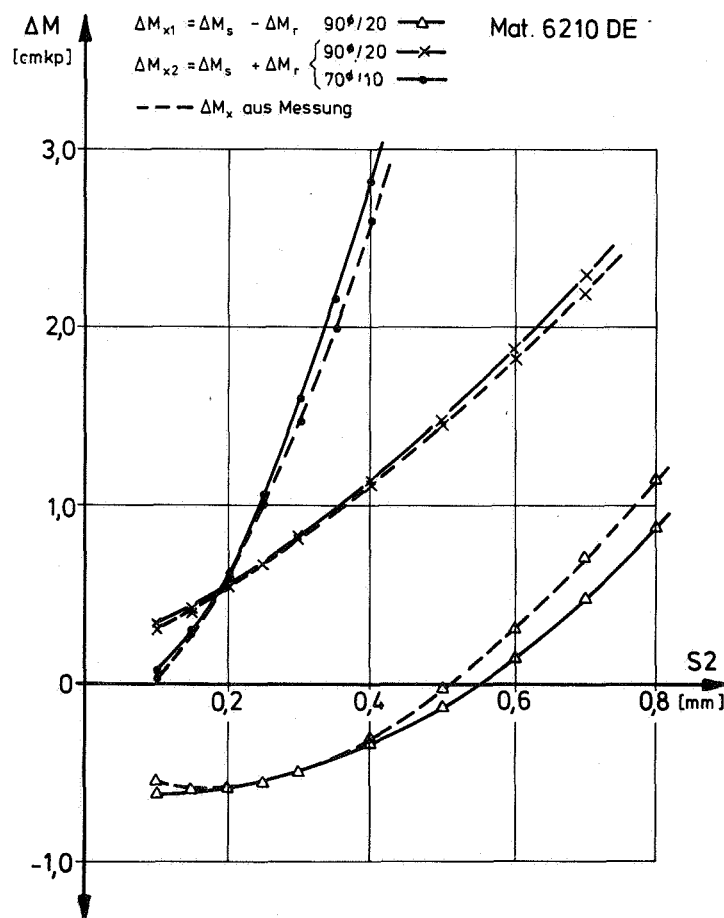


Abb. 104 Die zusammengesetzten Zwangsmomente  $\Delta M_{x1}$  und  $\Delta M_{x2}$  für weitere Beispiele



Da bei dieser Betriebsart die Anstellung an der Seite der größeren Stahlwalze konstant gehalten wird, gelten zwar vom Prinzip her die gleichen Überlegungen wie oben, jedoch mit anderen Vorzeichen. Als Folge davon liegt dieses Mal das zusammengesetzte Zwangsmoment im Bereich  $S > 0,2$  oberhalb der für diese Betriebsart gemessenen  $\Delta M_x$ -Kurven (aus Abb. 99 und 100), die gestrichelt mit eingetragen sind.

Bei der Zusammensetzung der Zwangsmomente  $\Delta M_{x1}$  bzw.  $\Delta M_{x2}$  aus den Anteilen  $\Delta M_r$  und  $\Delta M_s$  entstehen in jedem Fall die für die betreffende Betriebsart charakteristischen Kurvenverläufe. Im Symmetriepunkt ( $S=0,2$ ) decken sich die aus der Zusammensetzung entstandenen Punkte mit den direkt gemessenen. Die sonstigen quantitativen Abweichungen können erklärt werden. Damit ist der Nachweis für die Richtigkeit der Überlegungen und deren innere Logik gegeben, was auch der Zweck dieses Kapitels war.

Die Behandlung der Momentenverläufe an Dreiwalzen-Systemen mit einer viskoelastischen Walze kann nun abgeschlossen werden. Alle denkbaren Betriebsarten wurden im Versuch verwirklicht und die Ergebnisse besprochen. Umkehrungen der vorliegenden Fälle wurden überprüft. So ist z.B. der Fall  $r_1 > r_2$ ,  $S_1 = \text{const.}$  und  $S_2 = \text{variabel}$  identisch mit  $r_1 < r_2$ ,  $S_2 = \text{const.}$  und  $S_1 = \text{variabel}$ , was aus der Begründung der Momentenverläufe folgt und außerdem experimentell nachgewiesen wurde.

Mit diesen Ausführungen ist das Betriebsverhalten eines ohne Farbe betriebenen Modell-Walzenfarbwerkes soweit grundlegend behandelt, daß man sich für alle vorkommenden Fälle ein ausreichendes Bild machen kann. Die Darlegungen in Kap. 6 erhalten ihre Gültigkeit auch wenn andere Belagmaterialien verwendet werden.

## 7. DER EINFLUSS VON DRUCKFARBE AUF DIE MOMENTENVERLÄUFE IM DREI WALZEN - SYSTEM

Beim Zweiwalzen-System wurde durch das Aufbringen von Druckfarbe das Moment betragsmäßig zwar beträchtlich erhöht, aber in seinem Verlauf in Abhängigkeit von Anstellung und Drehzahl nicht beeinflusst. Die Dehnung änderte sich nahezu gar nicht (vgl. Kap. 5). Der viskoelastische Belag bestimmte die grundlegenden physikalischen Zusammenhänge und damit den Kurvenverlauf.

Beim Dreiwalzen-System wurden die Arten des Leistungsflusses von den Betriebsbedingungen bestimmt.

Färbt man das Dreiwalzen-System ein und mißt bei den gleichen fünf Betriebsbedingungen wie bisher, so dürfte sich nur an der Energiebilanz etwas ändern, am Grundsätzlichen der Verläufe und ihrer Ursachen jedoch nicht.

Um diese Behauptung zu beweisen, wurden am Dreiwalzen-System umfangreiche Versuche mit Farbe durchgeführt. Verwendet wurden die gleichen Offsetfarben wie bei der ersten Versuchsserie im Zweiwalzen-System, solange der Vorrat aus diesen Dosen ausreichte. Außerdem wurde eine handelsübliche Magenta-Offsetfarbe in die Untersuchungen einbezogen, deren Viskosität vom Hersteller mit 670 poise angegeben wurde. Alle Versuche wurden mit einfacher und doppelter Farbschicht durchgeführt. Als Gummiwalzen kamen die beiden Walzen 70/10 und 70/12,5 aus dem Material 6210 DE zum Einsatz.

Aus der dadurch vorliegenden Anzahl von Messungen werden repräsentativ nur diejenigen an der Walze 70/10 mit der Farbe von 50 poise Zähigkeit und 2  $\mu$ m Schichtdicke vorgestellt. Die anderen Meßergebnisse dienen der Kontrolle der Richtigkeit und Allgemeingültigkeit aufgestellter Behauptungen und Folgerungen.

Die Versuche mit Farbe am Dreiwalzen-System sind recht schwierig exakt und vergleichbar durchzuführen. Hauptproblem ist wieder, die Nullstellung an beiden Seiten so genau zu finden, daß sie mit derjenigen des zum Vergleich herangezogenen Zweiwalzen-Systems übereinstimmen. Hier liegt die wesentliche Ursache für die bei manchen Messungen auftretenden Abweichungen.

Die Veränderung im Elastizitätsmodul der Gummiwalzen über den Zeitraum der Versuche erschwert den Vergleich mit den Messungen ohne Farbe. Die Dauer der Versuchsdurchführung ist beim Dreiwalzen-System länger als beim Zweiwalzen-System. Die dort auftretenden Mängel beim Messen mit Farbe treten daher stärker in Erscheinung. Der Substanzverlust infolge Farbnebelbildung (das ist das Wegspritzen der Farbe von der Walzenoberfläche) wird größer. Die fehlende Verreibung beim Meßvorgang führt zur Verschiebung des Farbfilms auf die Seite, an der die Walzen weniger stark anliegen. Letzteres ist bedingt durch die nur innerhalb der Fertigungs- und Montagegenauigkeit erzielte Parallelität der drei Walzen. Besonders bei den höheren Anstellungen - die zuletzt innerhalb einer Meßreihe gemessen werden - kommt es vor, daß die

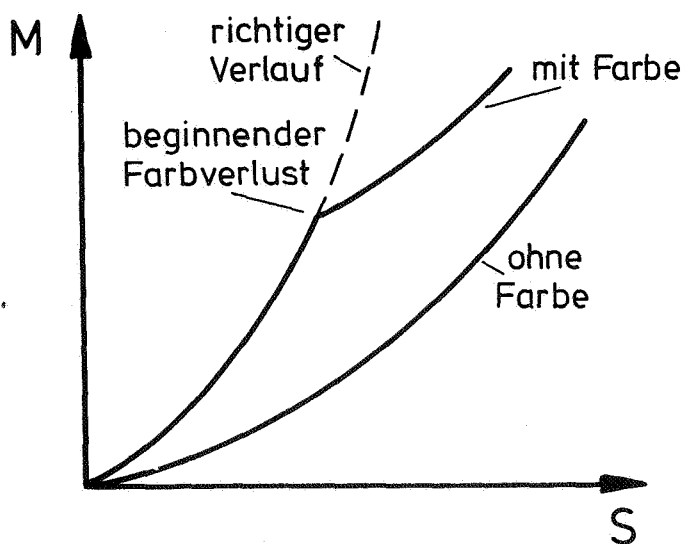


Abb. 105 Abweichung der Momentenkurve mit Farbe infolge Farbverlust.

Kurve mit Farbe in Richtung der Kurve ohne Farbe abwandert (vgl. erläuternde Skizze Abb. 105).

Aus der Gesamtheit der gemessenen Kurven genügt es, die im folgenden gezeigten Verläufe zu besprechen, denn sie weisen alle Charakteristika auf, die auch die anderen Messungen ergaben. Es können hier durchweg die gleichen Prinzipien fest-

gestellt werden, wie bei den Messungen ohne Farbe, was aus den Kurvenverläufen direkt ersichtlich ist, so daß eine eingehende Besprechung nur eine Wiederholung wäre. Abweichungen von den überlegungsmäßig richtigen Verläufen beruhen auf den genannten Schwierigkeiten bei der Versuchsdurchführung.

### 7.1 Die Momentenverläufe im symmetrischen Dreiwalzen-System mit Farbe

$r_1=r_2$ ;  $S_1=S_2=\text{var.}$ ; kennzeichnender Index:  $z$

Im Diagramm der Abb. 106 sind die Einzelmomente als Funktion der Anstellung aufgetragen, wenn das Walzensystem mit einer Farbschicht von ca.  $2\text{ }\mu\text{m}$  bedeckt ist. Die Verläufe entsprechen denen des nicht eingefärbten Systems (Abb. 80). Die Momentensumme ist gleich dem doppelten Moment im Zweiwalzen-System mit Farbe, das gestrichelt eingetragen ist. Ab  $S=0,2\text{ mm}$  divergieren die Einzelmomente, was zu einer umlaufenden Leistung führt, die im ideal symmetrischen System nicht auftritt. Es wurden auch Kurven gemessen, die sich im gesamten Bereich exakt deckten (z.B. 80 poise  $4\mu\text{m}$ ).

Der Vergleich mit dem nicht eingefärbten System zeigt die deutlich höheren Momente analog den Messungen im Zweiwalzen-System.

### 7.2 Das bezüglich der Anstellung asymmetrische Dreiwalzen-System mit Farbe

$r_1=r_2$ ;  $S_1\neq S_2$ ; kennzeichnender Index:  $s$

Die Abb. 107 beweist, daß auch bei dieser Betriebsart die Farbe auf den Walzen keine qualitativen Unterschiede im

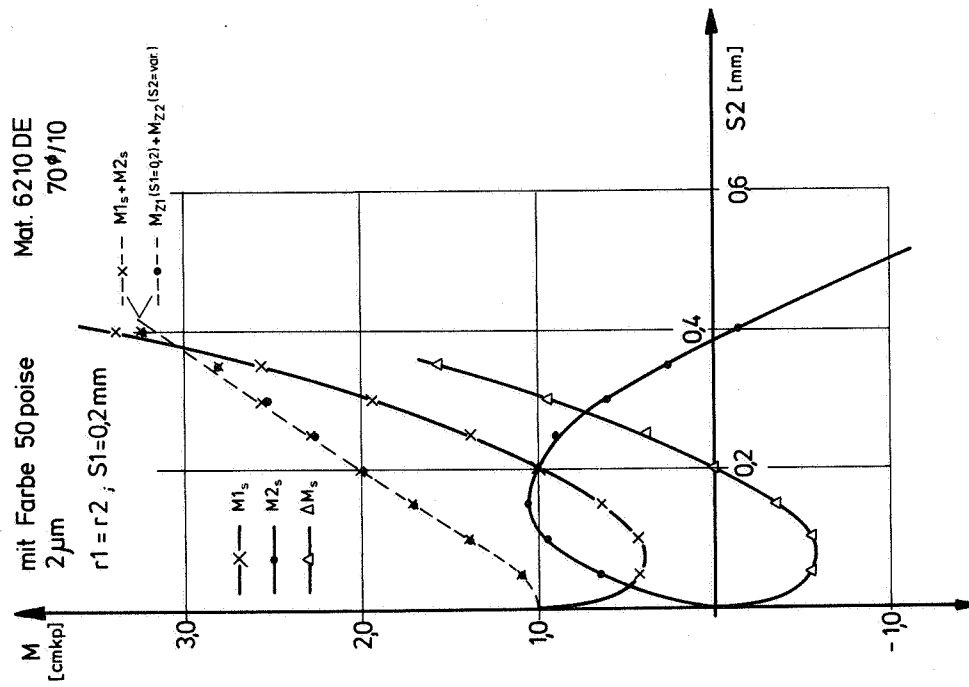


Abb. 107 Die Momentenverläufe in einem asymmetrischen Dreiwalzen-System mit Farbe

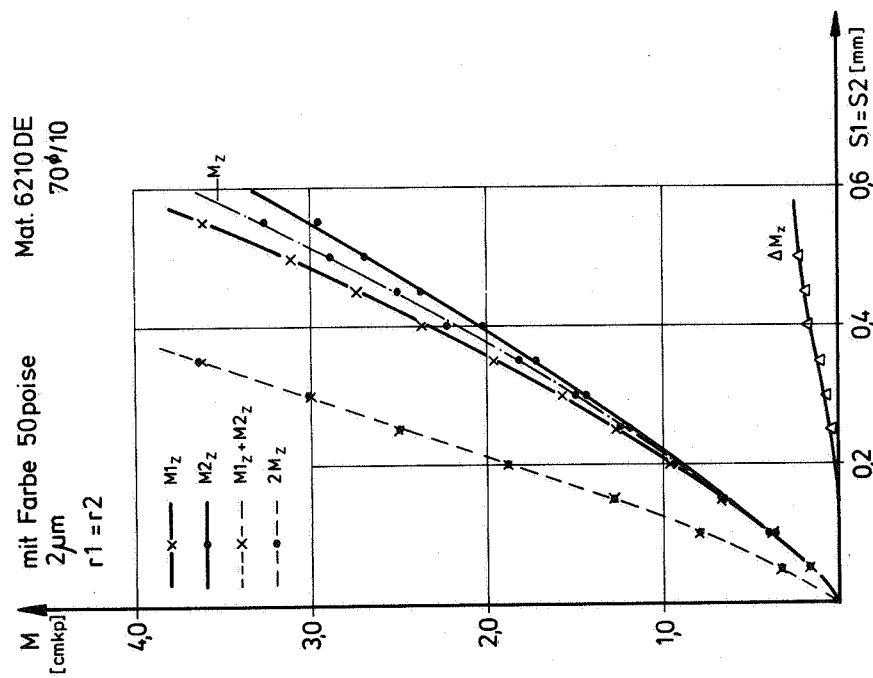


Abb. 106 Die Momentenverläufe im symmetrischen Dreiwalzen-System mit Farbe

Momentenverlauf zur Folge hat. Ebenso wie in Abb. 85 treffen sich beide Kurven im Symmetriepunkt, die Momentensumme läßt sich aus den zugehörigen Werten des Zweiwalzen-Systems übereinstimmend zusammensetzen und die Momentendifferenz hat den gleichen Verlauf. Es hat den Anschein, daß das superponierte Zwangsmoment nicht in gleichem Maße in seiner Größe durch die Farbe beeinflusst wird, wie die Einzelmomente.

Im Unterschied zu den Meßergebnissen ohne Farbe schneidet das Moment, das an der Seite mit der konstanten Anstellung gemessen wird, nicht mehr die S-Achse. Dies trifft für alle Messungen mit Farbe zu und hat seine Ursache im hohen Anfangsmoment. Dadurch treten weniger und andere Fälle im Leistungsfluß auf, wie folgende Aufstellung für Abb. 107 angibt (vgl. Abb. 88).

0	$S < 0,03$	Fall IV
	$0,03 < S < 0,2$	Fall V
	$S = 0,2$	Fall I
	$0,2 < S < 0,38$	Fall IV
	$0,38 < S$	Fall III

Vergleicht man die Momentensummen als ein Maß für den Energiebedarf, so braucht das System mit Farbe etwa das Dreifache an Energie wie ohne Farbe.

Die Kurvenverläufe beweisen, daß auch hier ein auf beiden Seiten betragsmäßig gleiches aber entgegengesetzt gerichtetes Zwangsmoment superponiert wird, um die Dehnungen der Gummioberfläche einander anzugleichen. Eine hydrodynamische Wirkung der Farbe im Walzenspalt kann aus nichts hergeleitet werden.

### 7.3 Das bezüglich der antreibenden Umfangsgeschwindigkeiten

#### asymmetrische Dreiwalzen-System mit Farbe

$r_1 < r_2$ ;  $S_1 = S_2$ ; kennzeichnender Index:  $r$

Das bezüglich der antreibenden Stahlwalzenradien asymmetrische Dreiwalzen-System verhält sich qualitativ mit Farbe ebenso wie ohne Farbe, was ein Vergleich der Abb. 108 und 92 deutlich zeigt. Auch die Kurve für das Zweiwalzen-System liegt als Symmetrieachse zwischen den beiden Einzelmomentenkurven. Beide Kurven liegen jetzt, bis auf einen kleinen Bereich nach dem Nullpunkt, in positiven Quadranten. Für die Messungen mit der dickeren Farbschicht sind alle Meßpunkte positiv. Auch Zwangsmoment und Momentensumme zeigen gleiche Eigenschaften wie ohne Farbe, so daß die dort gegebenen Erklärungen auch hier zutreffen müssen. Das Zwangsmoment bei den Messungen mit Farbe ist praktisch genau so groß wie ohne Farbe, die auszugleichenden Dehnungen werden also nicht oder nur wenig von der Farbe beeinflusst.

Die durchweg steileren Verläufe der Momentenkurven zeigen auch die Empfindlichkeit des gesamten Systems auf die geringfügigsten Meßungenauigkeiten, insbesondere die Anstellungsunterschiede. Eine Änderung von  $S = 0,01$  mm führt bereits zu einer Momentendifferenz von  $0,15$  cmkp. Zur Beurteilung einer Übereinstimmung müssen daher etwas gröbere Maßstäbe als bisher gelten. Die mit anderen Farben und anderen Schichtdicken gemessenen Kurven zeigen dennoch qualitativ alle gleichartige Verläufe, so daß die hier gezeigten als repräsentativ gelten können.

Die Leistungsflußfolge ist die gleiche wie beim Dreiwalzen-System ohne Farbe, das unter gleichen Betriebsbedingungen betrieben wird. Wird die Abszisse nicht mehr von  $M_{1r}$  geschnitten, so tritt nur noch Fall V auf.

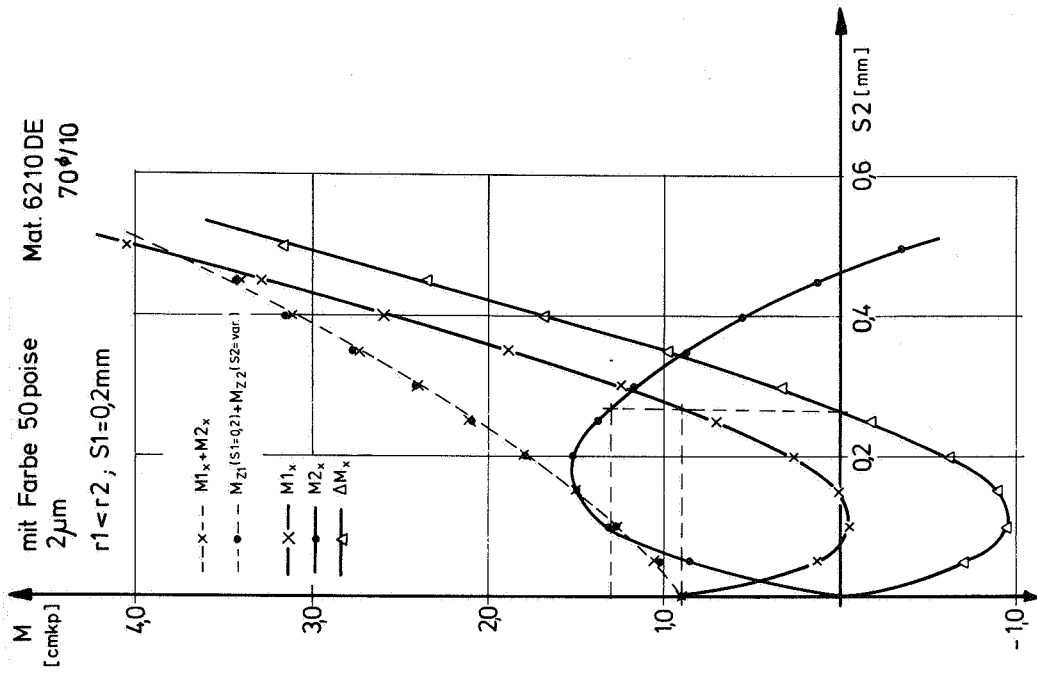


Abb. 109 Momentenverläufe in einem asymmetrischen Dreiwälzen-System mit Farbe

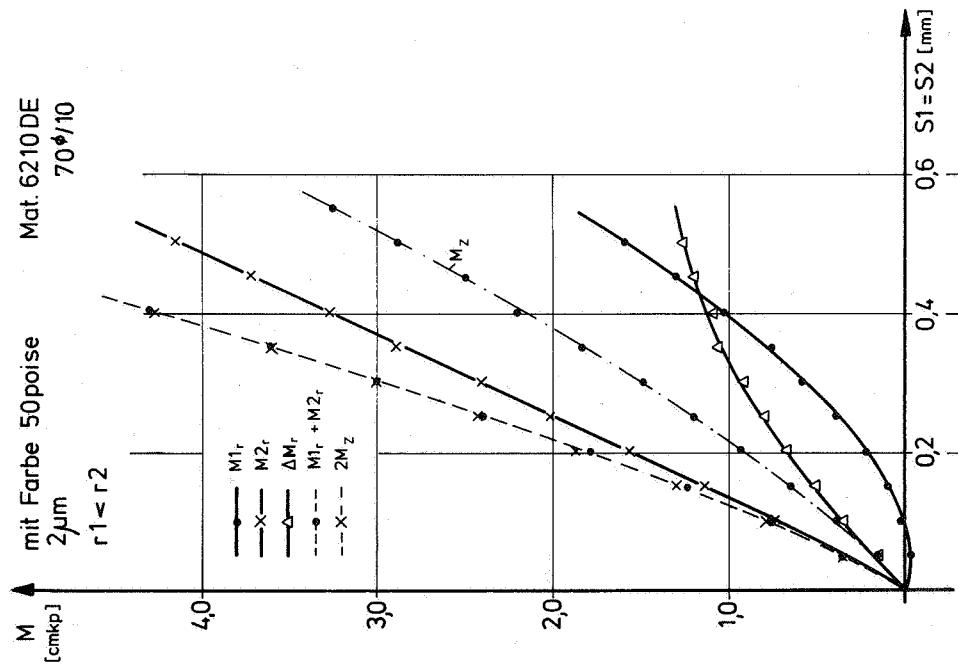


Abb. 108 Momentenverläufe in einem asymmetrischen Dreiwälzen-System mit Farbe



#### 7.4 Die Momentenverläufe im bezüglich der antreibenden Umfangsgeschwindigkeiten und der Anstellung asymme- trischen Dreiwalzen-System mit Farbe

##### 7.4.1 $r_1 < r_2$ ; $S_1 = \text{const.}$ , kennzeichnender Index: x

Folgerichtig zu den vorigen Ergebnissen werden auch hier qualitativ die gleichen Verläufe gemessen, wie ohne Farbe (Abb. 109 im Vergleich zu Abb. 96). Die kennzeichnenden Merkmale wiederholen sich: Der Schnittpunkt beider Kurven liegt über der Anstellung von Seite 1; der Punkt ohne umlaufende Leistung - er ist gestrichelt eingetragen - ebenfalls.

Die Leistungsflußfolgen bleiben erhalten, solange die Kurve von  $M_{1x}$  die Abszisse schneidet, was bei dickeren Farbschichten entfallen kann, wodurch sich aber nichts am prinzipiellen Aufbau ändert.

Das Zwangsmoment nimmt kaum höhere Werte an als bei den Messungen ohne Farbe. Die Momentensummen stimmen mit der Addition entsprechender Momente aus dem Zweiwalzen-System überein.

##### 7.4.2 $r_1 < r_2$ ; $S_2 = \text{const.}$ , kennzeichnender Index: x

Die mit Farbe aufgenommenen Kurven (Abb. 110) sind im Vergleich zu sehen mit denen von Abb. 99, die bei gleichen Betriebsverhältnissen jedoch ohne Farbe aufgenommen wurden. Die charakteristischen Merkmale sind erhalten geblieben: Kein Schnittpunkt beider Kurven; der Betriebspunkt ohne umlaufende Leistung liegt bei kleineren Anstellungen als der von Seite 2. Die Zwangsmomente sind wieder nahezu gleich. Die Beanspruchungen der Wellen durch die Einzelmomente sind jedoch wesentlich höher, wenn Farbe auf den Walzen ist. Dies gilt für alle Versuche mit Farbe.

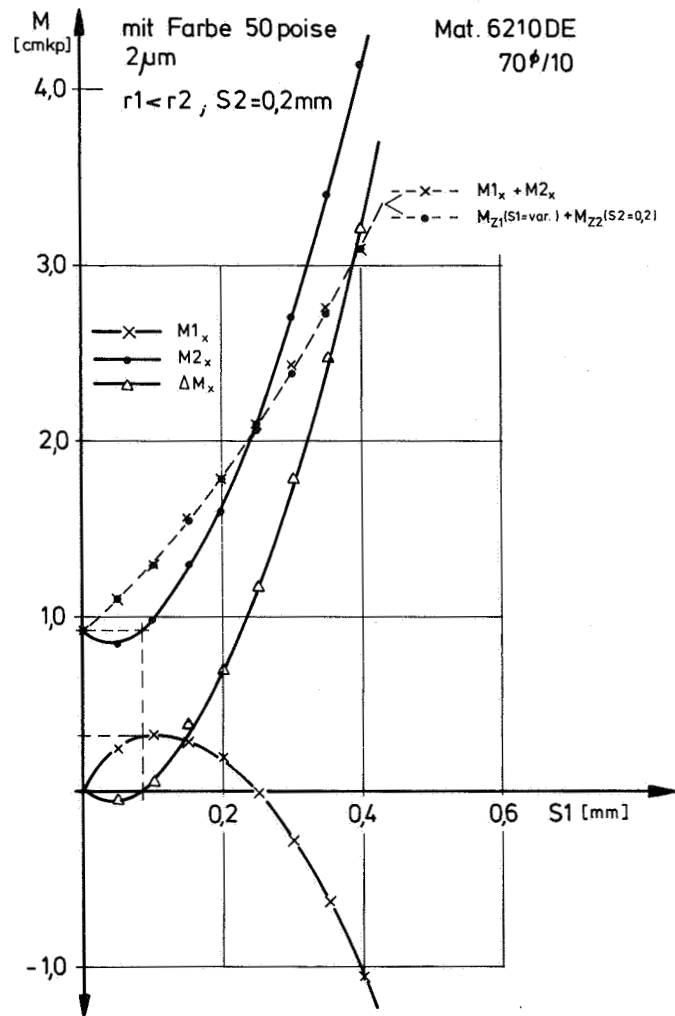


Abb. 110 Momentenverläufe in einem asymmetrischen Dreiwalzen-System

## 8. Z U S A M M E N F A S S U N G

Die Aufgabe eines Walzenfarbwerks in einer Druckmaschine ist es, eine dem Farbkasten entnommene Farbmenge unter Berücksichtigung der Rückwirkungen von der Druckform gleichmäßig zu verteilen und mit Hilfe von Auftragswalzen einen dünnen, konstanten Farbfilm auf die Druckform zu bringen.

In solchen Farbwerken, die in Hochdruck- und Offsetdruckmaschinen eingebaut sind, rollen Stahlwalzen und Walzen mit einem viskoelastischen Belag, sog. Gummiwalzen, wechselseitig aufeinander ab. Der Antrieb der Stahlwalzen ist form-schlüssig und wird vom Hauptantrieb abgeleitet. Die Gummiwalzen werden durch Friktion mitgenommen. Dazu werden die Stahlwalzen gegenüber den Gummiwalzen zugestellt, wobei die meisten Gummiwalzen mehr als eine Berührstelle mit Stahlwalzen haben.

Dadurch ist der Antrieb dieser Gummiwalzen mechanisch überbestimmt. In solchen Mehrwalzen-Systemen muß es Mechanismen geben, unterschiedliche Antriebsbedingungen einander anzugleichen.

Die Mechanik des Abrollverhaltens an solchen Systemen aus Walzen verschiedenartiger Materialien war bisher wissenschaftlich weder experimentell noch theoretisch genügend erforscht. Mit der vorliegenden Arbeit wurde versucht, diesen Mangel, insbesondere im experimentellen Bereich, zu beheben.

Für die experimentellen Untersuchungen wurde ein Modell-Walzenfarbwerk entwickelt, konstruiert und gebaut. Es kann als Zweiwalzen-System mit einer angetriebenen Stahl- und einer Gummiwalze betrieben werden, aber auch als Dreiwalzen-System, wobei die Gummiwalze zwischen den beiden Stahlwalzen angeordnet ist und infolgedessen zwei Berührstellen hat, über die angetrieben wird. Der überbestimmte Antrieb ist damit im Modell verwirklicht.

Der Versuchsstand wurde mit Meßwertgebern für die Anstellwege, die Druckkräfte, die Drehmomente und die Drehzahlen bestückt. Jede Meßgröße wird über eine geeignete Auswertelektronik entweder digital oder analog angezeigt.

Die Erforschung der Verhaltensweisen des Modell-Walzenfarbwerks beginnt systematisch mit der Untersuchung an einem ohne Farbe laufenden Zweiwalzen-System. An diesem werden Druckkräfte, Drehmomente und der Schlupf bei unterschiedlichen Zustellungen und Drehzahlen gemessen. Alle Versuche wurden mit mehreren Gummiwalzen aus verschiedenen Belagmaterialien, mit unterschiedlichen Durchmessern und Belagstärken durchgeführt, um so die Allgemeingültigkeit der Ergebnisse zu gewährleisten.

Von der theoretischen Seite her wurden, ausgehend von einem von der Verformungsamplitude abhängigen E-Modul, neue Gleichungen zur Berechnung der Druckkraft und des viskoelastischen Moments aufgestellt.

Die Anwendbarkeit von Schlupfgleichungen aus der Literatur wurde durch Vergleich mit Meßwerten für den Schlupf überprüft. Es zeigt sich, daß die Gleichungen in vielen Fällen die Meßwerte genügend genau wiedergeben, vorausgesetzt, der genaue Wert der Querkontraktionszahl ist bekannt.

Um den Einfluß von Druckfarbe auf das Rollverhalten zu ergründen, wurden am eingefärbten Zweiwalzen-System die gleichen Untersuchungen wie am trocken laufenden durchgeführt. Zur Einfärbung wurden sowohl Praxisfarben als auch einzelne Druckfarbenkomponenten verwendet.

Die Ergebnisse waren insofern überraschend, als daß weder Druckkraft noch Schlupf durch die Farbe beeinflusst wurden, was im Gegensatz zu bisher in der Literatur zu findenden Überlegungen steht. Auch das Drehmoment behält qualitativ seinen Verlauf, jedoch liegen die Momentenbeträge mit Farbe

wesentlich über denjenigen ohne Farbe, was durch den Farbzug bei der Farbspaltung im Auslauf der Druckzone erklärt werden kann.

Es erweist sich, daß die Eigenschaften des viskoelastischen Belagmaterials maßgebend für den Kurvenverlauf von Druckkraft, Schlupf und Drehmoment sind und nicht etwa die Eigenschaften der Farbe.

Nach diesen grundlegenden Erkenntnissen am Zweiwalzen-System wurde das Dreiwalzen-System eingehend untersucht. Letzteres kann als Koppelgetriebe interpretiert werden und hat daher einen Leistungsfluß. Überlegungsmäßig konnten sieben voneinander unterscheidbare Fälle für den Leistungsfluß gefunden werden, wobei sechs Mal eine umlaufende Leistung und einmal reine Leistungsteilung auftritt.

Bei den Messungen am Dreiwalzen-System stellte es sich heraus, daß grundsätzlich fünf grundverschiedene Betriebsarten existieren. Für jede dieser fünf Betriebsarten wurden die Momentenverläufe wiederum unter Einsatz mehrerer Gummiwalzen in Abhängigkeit von Anstellung und Drehzahl ermittelt.

Die auf den ersten Blick verwirrend anmutenden Verläufe erweisen sich bei näherer Betrachtung als durchaus erklärbar. So gibt es für jede Betriebsart reproduzierbare, charakteristische Merkmale in den Momentenverläufen.

Die Kurvenform kann mit Hilfe der Messungen aus dem Zweiwalzen-System durch geeignete Superposition von Zwangsmomenten hergeleitet werden. Alle sieben anfangs aufgezeigten, theoretisch möglichen Leistungsflußfälle treten tatsächlich bei den Messungen auf, zum Teil sogar alle zusammen bei einer einzigen Betriebsart, wenn man den gesamten Anstellungsreich durchläuft.

Trotz des verhältnismäßig kleinen viskoelastischen Verlust-

moments können sich bei ungünstigen Betriebsbedingungen in einem Walzenfarbwerk infolge der umlaufenden Blindleistungen sehr hohe Beanspruchungen einstellen.

Zum Abschluß und zur Abrundung wurden noch die Momentenverläufe am eingefärbten Dreiwalzen-System bei allen fünf Betriebsbedingungen gemessen. Wie nach den Versuchen am Zweiwalzen-System mit Farbe zu erwarten war, beschränkt sich der Einfluß auf die rein quantitative Zunahme der Momente.

Die Verläufe, mit all ihren für die jeweilige Betriebsbedingung kennzeichnenden Merkmalen, bleiben erhalten. Die Beanspruchungen im eingefärbten System können bis zum Dreifachen derjenigen beim trocken laufenden ansteigen. Mit der ausführlichen systematischen Bearbeitung aller Möglichkeiten sind dem Konstrukteur Unterlagen in die Hand gegeben, mit deren Hilfe er bei vorhandenen Farbwerken Fehler erkennen und verbessernd eingreifen kann. Bei Neuentwicklung können unvorteilhafte Betriebsbedingungen von Anfang an vermieden werden.

## 9. A N H A N G

### 9.1 Ausführliche Analyse einzelner Leistungsflußfälle

Die Kennzeichnung und Abgrenzung der Leistungsflußfälle erfolgt nach Richtung und Größe der an den Meßstellen 1 und 2 feststellbaren Leistung. Damit ist zwar die äußere Leistungsflußrichtung festgelegt, über die umlaufende Leistung jedoch noch keine Aussage gemacht.

Erst eine genaue Bestimmung der Wirkleistungen ermöglicht eine Aussage über Richtung und Größe der Blindleistungen.

Da in Tabelle 4 auf S. 184 die möglichen Merkmale nur generell genannt sind, sollen zur Erleichterung für denjenigen, der sich ausführlicher mit den Problemen der inneren Leistungsflüsse auseinandersetzen möchte, noch einige Bedingungen im Detail spezifiziert werden.

Dabei ist noch einmal darauf hinzuweisen, daß sich die Blindleistung - entsprechend den Ursachen für ihr Auftreten - grundsätzlich aus zwei Anteilen zusammensetzen kann. Gemäß der Indizierung bei den Momenten gibt es ein  $\Delta P_s$  (= Blindleistungsanteil infolge asymmetrischer Anstellung) und  $\Delta P_r$  (= Blindleistungsanteil infolge unterschiedlicher Radien).  
$$P_B = \pm \Delta P_s \pm \Delta P_r$$

Eine nähere Erläuterung scheint besonders bei Fall I, Fall IV und V angebracht. Die beiden letztgenannten sind die einzigen, bei denen eine umlaufende Leistung in beiden Richtungen existieren kann, ohne daß sich das kennzeichnende Merkmal ändert. Auf den rechten Seiten der Leistungsflußbilder von Abb. 76 und 77 ist als Beispiel nur jeweils eine der Umlaufrichtungen der Blindleistung eingetragen.

Die Fälle IV und V enthalten noch den Sonderfall, daß trotz  $P_1 = P_2 > 0$  eine Blindleistung existiert. Auch dieser Fall soll genauer erklärt werden.

Die folgende Zusammenstellung gibt die notwendigen und hinreichenden Bedingungen für das Auftreten des einen oder anderen Leistungsflußfalles an. Gleichzeitig sind damit die Mittel gegeben, den inneren Leistungsfluß zu analysieren.

Zur Vorzeichenregelung gilt: Eine antreibende Leistung ist positiv. Flußrichtung: in das Getriebe. Die Blindleistung ist positiv, wenn sie in Richtung der antreibenden Leistung fließt. Das Drehmoment ist positiv in Drehrichtung der Welle.

FALL I (keine Blindleistung)

1)  $P_1 = P_2$

Bedingung a:  $P_{w1} = P_{w2} = P_1 = P_2$

Bedingung b:  $P_B = 0$

Bedingung c:  $\Delta P_r = \Delta P_s = 0$

2)  $P_1, P_2 > 0$  ;  $P_1 \neq P_2$

Bedingung a:  $P_{w1} = P_1$ ,  $P_{w2} = P_2$ ,  $P_1 \neq P_2$

Bedingung b:  $P_B = 0$

Bedingung c:  $\Delta P_r = -\Delta P_s$

Dieser Fall kann unter den Betriebsbedingungen  $r_1 \neq r_2$ ,  $S_1 \neq S_2$  auftreten (vgl. Abb. 96, 97, 99).

FALL IV Kennzeichen:  $P_1 > P_2 > 0$   $P_B \neq 0$

A) Blindleistung läuft im Uhrzeigersinn um.

Bedingung:  $P_1 > P_{w1}$

Gleichungen:  $P_1 = P_{w1} + P_B$

$P_2 = P_{w2} - P_B$

Diese Umlaufrichtung für die Blindleistung kann bei den unterschiedlichsten Größenverhältnissen der beiden Wirkleistungen untereinander und der Blindleistung eingehalten werden. Für



den Einzelfall gelten dann die im folgenden aufgestellten Bedingungen.

$$A1) P_{w1} = P_{w2} \quad (\text{tritt auf bei } S1=S2, r1 \neq r2)$$

$$\text{Bedingung a: } 0 < P_B < P_{w1} = P_{w2}$$

$$\text{Bedingung b: } P_B = \Delta P_r, \quad \Delta P_s = 0$$

Dieser Fall tritt auf, wenn  $r1 > r2$  ist, da nur dann auf Seite 1 das Zwangsmoment in Richtung der Antriebsleistung wirkt.

$$A2) P_{w1} > P_{w2} \quad (\text{tritt auf bei } S1 > S2)$$

$$\text{Bedingung a: } 0 < P_B < P_{w2} < P_{w1}$$

$$\text{Bedingung b: } |\Delta P_r| > |\Delta P_s|$$

Beide Leistungsanteile müssen einander entgegengesetzt gerichtet sein. Die Wirkungsrichtung von  $\Delta P_s$  ist festgelegt durch die Größe der Anstellungen. Auf der Seite der größeren Anstellung wirkt das Zwangsmoment entgegen dem Wirkmoment. Auf der Seite der größeren Umfangsgeschwindigkeit (repräsentiert durch den größeren antreibenden Radius) wirkt das Zwangsmoment in Richtung des Wirkmoments.

Der Fall A2 kann also nur bei  $S1 > S2$  und  $r1 > r2$  bei Einhaltung der Bedingungen a-c auftreten.

$$A3) P_{w1} < P_{w2} \quad (\text{tritt auf bei } S1 < S2)$$

$$\text{Bedingung a: } 0 < P_B < P_{w1} < P_{w2}$$

$$\text{Bedingung b: } P_B > \frac{P_{w2} - P_{w1}}{2}$$

$$\text{Bedingung c: } 0 \leq \Delta P_r < \Delta P_s$$

Bemerkung: Die Bedingung c ist nur notwendig, wenn  $\Delta M_r$  und  $\Delta M_s$  entgegengesetzt wirken, also bei  $S1 < S2$  und  $r1 < r2$ . Ansonsten genügt Bedingung a.

B) Blindleistung läuft entgegen dem Uhrzeigersinn um.

Bedingung:  $P_1 < P_{w1}$

Gleichungen:  $P_1 = P_{w1} - P_B$

$$P_2 = P_{w2} + P_B$$

Diese Umlaufrichtung für Fall IV ist nur unter einer Betriebsbedingung möglich.

B1)  $P_{w1} > P_{w2}$  (tritt auf bei  $S_1 > S_2$ )

Bedingung a:  $0 < P_B < P_{w2} < P_{w1}$

Bedingung b:  $P_B < \frac{P_{w1} - P_{w2}}{2}$

Bedingung c:  $0 \leq \Delta P_r < \Delta P_s$

(vgl. Bemerkung zu A3).

#### SONDERFALL IV/V

Kennzeichen  $P_1 = P_2 > 0$ ,  $P_B \neq 0$

Dieser Leistungsfluß kann sowohl Fall IV als auch Fall V zugeordnet werden. Es ist - wie gezeigt wird - eine umlaufende Leistung in beiden Richtungen möglich.

A) Blindleistung läuft im Uhrzeigersinn um

Bedingung:  $P_1 > P_{w1}$

A4)  $P_{w1} < P_{w2}$

Bedingung a:  $0 < P_B < P_{w1} < P_{w2}$

Bedingung b:  $P_B = \frac{P_{w2} - P_{w1}}{2}$

Bedingung c:  $0 \leq \Delta P_r < \Delta P_s$

(vgl. hier wieder Bemerkung zu A3)

B) Blindleistung läuft entgegen dem Uhrzeigersinn um-

Bedingung:  $P_1 < P_{w1}$

B2)  $P_{w1} > P_{w2}$

Bedingung a:  $0 < P_B < P_{w2} < P_{w1}$

Bedingung b:  $P_B = \frac{P_{w1} - P_{w2}}{2}$

Bedingung c:  $0 \leq \Delta P_r < \Delta P_s$

(vgl. Bemerkung zu A3)

Die gleiche Analyse wird für Fall V durchgeführt, jedoch ohne die zusätzlichen erläuternden Bemerkungen, da diese allgemein gelten.

FALL V                      Kennzeichen:  $P_2 > P_1 > 0$ ,  $P_B \neq 0$

A) Blindleistung läuft im Uhrzeigersinn um.

Bedingung:  $P_1 > P_{w1}$

A5)  $P_{w1} < P_{w2}$

Bedingung a:  $0 < P_B < P_{w1} < P_{w2}$

Bedingung b:  $P_B < \frac{P_{w2} - P_{w1}}{2}$

Bedingung c:  $0 \leq \Delta P_r < \Delta P_s$

(vgl. Bemerkung zu A3)

Diese Umlaufrichtung kann für Fall V einzig unter den eben angegebenen Bedingungen auftreten.

B) Blindleistung läuft entgegen dem Uhrzeigersinn um.

Bedingung:  $P_1 < P_{w1}$

Diese Umlaufrichtung kann in Fall V bei drei unterscheidbaren inneren Leistungsverhältnissen auftreten.

B3)  $P_{w1} = P_{w2}$

Bedingung a:  $0 < P_B < P_{w1} = P_{w2}$

Bedingung b:  $P_B = \Delta P_r$

Dieses Mal muß  $r_1 < r_2$  sein, denn dann wirkt  $\Delta M_r$  auf Seite 1 entgegen der Wirkleistung.

B4)  $P_{w1} > P_{w2}$

Bedingung a:  $0 < P_B < P_{w2} < P_{w1}$

Bedingung b:  $P_B > \frac{P_{w1} - P_{w2}}{2}$

Bedingung c:  $0 \leq \Delta P_r < \Delta P_s$

(vgl. Bemerkung zu A3)

B5)  $P_{w1} < P_{w2}$

Bedingung a:  $0 < P_B < P_{w1} < P_{w2}$

Bedingung b:  $|\Delta P_r| > |\Delta P_s|$

Zusätzlich müssen die Momente  $\Delta M_r$  u.  $\Delta M_s$  hier gegeneinander wirken. Wegen  $S_1 < S_2$  ( $+\Delta M_s$  auf Seite 1) muß daher  $r_1 < r_2$  ( $-\Delta M_r$  auf Seite 1) sein. Dazu müssen die Bedingungen a, b eingehalten werden.



## 10. L I T E R A T U R V E R Z E I C H N I S

### I. A L L G E M E I N E S

- /1/ BIDWELL, J., "Rolling Contact Phenomena"
- /2/ EIRICH, F.R., "Rheology", Bd. 1-5, Academic Press 1969, 1972
- /3/ FLÜGGE, W., "Handbook of Engineering Mechanics", part 4 Elasticity Mc Graw Hill 1962
- /4/ MOORE, D.F., "The friction and lubrication of elastomers"

### II. M A T H E M A T I K

#### II.1 Grundlegende Bücher

- /5/ BRILLOUIN, D., "Tensors in Mechanics and Elasticity" Academic Press 1964
- /6/ DOETSCH, G., "Einführung in Theorie und Anwendung der Laplace-Transformation", Birkhäuser 1958
- /7/ DOETSCH, G., "Anleitung zum praktischen Gebrauch der Laplace-Transformation", Oldenbourg 1961
- /8/ HOHEISEL, G., "Integralgleichungen", Göschen 1963
- /9/ KLINGBEIL, E., "Tensorrechnung für Ingenieure", Bd. I 1966
- /10/ SAUER, R./SZABO, I., "Mathematische Hilfsmittel des Ingenieurs", Teil I-IV; Springer 1970
- /11/ SCHMEIDLER, W., "Integralgleichungen mit Anwendungen in Physik und Technik", Akademische Verlagsgesellschaft 1950

### III. E L A S T I Z I T Ä T S T H E O R I E

#### III.1 Grundlegende Bücher

- /12/ FÖPPL, L., "Die strenge Lösung für die rollende Reibung" Leibnitz-Verlag München, 1947
- /13/ FÖPPL, L., "Drang und Zwang", Leibnitz-Verl. München, 1947
- /14/ LOVE, A.E.H., "A Treatise on the Mathematical Theory of Elasticity", 4th ed. 1944, Dover public.
- /15/ SOKOLNIKOFF, I.S., "Mathematical Theory of Elasticity" 2. Ausg., Mc Graw Hill 1956
- /16/ TIMOSHENKO/GOODIER "Theory of Elasticity", Mc Graw Hill 1951
- /17/ ZERNA-GREEN, "Theoretical Elasticity", 2. Ausg., Oxford Clarendon 1968

### III.2 Spezialliteratur über Berührungsprobleme

- /18/ BENTALL/JOHNSON "An Elastic Strip in Plane Rolling Contact" Int. J. Mech. Sci. 1968 Vol. 10, S. 637-663
- /19/ BENTALL/JOHNSON "Slip in the Rolling Contact of two Dissimilar Elastic Rollers", Int. J. Mech. Sci. 1967 Vol.9 S. 389-404
- /20/ BUFLER, H. "Zur Theorie der rollenden Reibung", Ing-Archiv 27; 1959, S. 137-152
- /21/ BUFLER, H. "Beanspruchung und Schlupf beim Rollen elastischer Walzen" Forsch-Ing-Wes. 1961 (27)
- /22/ FROMM, H., "Berechnung des Schlupfes beim Rollen deformierbarer Scheiben", Zeitschr. angew. Mathem. u. Mech., Bd. 7 (1927) Heft 1, S. 27-58
- /23/ HANNAH, M. "Contact stress and deformation in a thin elastic layer", Quart. Journ. Mech. Appl. Math. IV (1951), S. 94-105
- /24/ HEINRICH/DESOYER "Rollreibung mit unterschiedlichen Werten für den Haft- und Gleitreibungskoeffizienten" Ing-Archiv 38 Bd. 1964, S. 35-45
- /25/ HERTZ, H. "Über die Berührung fester elastischer Körper" 1881, 1886, Gesammelte Werke von Heinr. Hertz 1895
- /26/ HUBER/FUCHS "Spannungsverteilung bei der Berührung zweier elastischer Zylinder", Phys. Zeitschr. XV (1914), S. 298-303
- /27/ LANDMESSER/MATTHIAS "Beanspruchungen des Werkstoffes in rollenden Rädern", Maschinenbautechnik 20 (1971) Heft 2
- /28/ LEPETOV, V.A., "Berechnung der Deformation von Gummibellagen an Walzen" Kaucuk i rezina (Kautschuk + Gummi) 1970, Nr. 5, S. 36-38
- /29/ MALMSTROM/NASH "Elastic Theory of Nip Stresses and Hysteresis Effect" TAPPI Vol. 37 Nr. 12 Dez. 1954, S. 654-661
- /30/ MATTHIAS, K., "Gedanken zur rollenden Reibung" (TU Dresden) Maschinenbautechnik 17 (1968), S. 295-296
- /31/ MEIJERS, P. "The Contact Problem of a Rigid Cylinder on an Elastic Layer", Appl. Sci. Res. Febr. 1968, S. 353-383
- /32/ MILLER, R.D.W., "Some effects of compressibility on the indentation of a thin elastic layer by a smooth rigid cylinder" (PIRA) Appl. Sci. Res. Vol. 16 (1967)
- /33/ MILLER, R.D.W. "Variations of Line Pressure and Rolling Speed with Indentation of Covered Rollers" Brit. J. Appl. Phys. 1964
- /34/ PARISH, G.J., "Apparent slip between metal and rubber-covered pressure rollers" Brit. Journ. of appl. phys. 9 (1958) S. 158 und S. 428

- /35/ PARISH, G.J., "Calculation of the Behavior of Rubber-covered Pressure Rollers", Brit.J.Appl.Phys.12 (1961)
- /36/ PFEIFFER, M. "Eine einheitliche Theorie des Gleit- und Rollwiderstandes für metallische Oberflächen, die makrogeom. deformiert werden", Maschinenbautechnik 16 (1967) Heft 2
- /37/ POMEROY/JOHNSON "Residual Stresses in Rolling Contact" Journal of Strain Analysis Vol. 4, Nr. 3, 1969
- /38/ PORITSKY, H. "Stresses and Deflections of Cylindrical Bodies in Contact with Application to Contact of Gears and Locomotive wheels", J.o.appl.mech. June 1970, S. 191-201
- /39/ REYNOLDS, O., "On Rolling Friction", Phil.Trans.Roy. Soc. Vol.166 (1876)
- /40/ SPENGOS, A.C., "Experimental Investigation of Rolling Contact", J.o.appl.mech. Dez. 1965
- /41/ TABOR, D., "The mechanism of rolling friction", Philosoph.Magazine 43 (1952), S.1055-1059
- /42/ TABOR, D., "The mechanism of rolling friction", Part.II "The elastic range", Proc.Roy.Soc. London 229A, 1955, p. 198-220
- /43/ WANG, C.F., "Elastic Contact of a Strip Pressed Between Two Cylinders", J.o.appl.mech. June 1968
- /44/ WEBER, C., "Beitrag zur Berührung gewölbter Oberflächen beim ebenen Formänderungszustand", ZAMM 1933, Bd.13, S. 11-16
- /45/ WESSLAU, "Über das Kontaktproblem eines starren rotationssymm. Körpers mit dem elast. Halbraum", Maschinenbautechnik 18 (1969) Heft 3, S. 133

#### IV. V I S K O E L A S T I Z I T Ä T S T H E O R I E

##### IV.1 Grundlegende Bücher

- /46/ BERGEN, J.T., "Viscoelasticity Phenomenological Aspects" Academic Press 1960
- /47/ BLAND, D.R., "The Theory of linear Viscoelasticity" Pergamon Press 1960
- /48/ CHRISTENSEN, R.W., "Theory of Viscoelasticity" Academic Press 1971
- /49/ FLÜGGE, W., "Viscoelasticity", Blaisdell Publ.Comp.1967
- /50/ GROSS, B., "Mathematical structure of the theories of viscoelasticity"



- /51/ LOCKETT, F.J., "Nonlinear Viscoelastic Solids", Academic Press 1972
- /52/ NOWACKI, W., "Theorie des Kriechens; Lineare Viskoelastizität" Buch Franz Deuticke Wien 1965
- /53/ RABOTNOW/ILJUSCHIN "Methoden der Viskoelastizitätstheorie" Hanser 1970

#### IV.2 Bücher über Materialeigenschaften

- /54/ ALFREY, T., "Mechanical Behaviour of High Polymers" Interscience Publishers 1948
- /55/ BATEMAN, R., "The Chemistry and Physics of Rubberlike Substance"
- /56/ BARTENEV/ZUYEV "Strength and Failure of Visco-Elastic Materials" Pergamon 1968
- /57/ PAYNE/DAVEY "Rubber in Engineering Practics" 1964
- /58/ FERRY, J.D., "Viscoelastic Properties of Polymers", Wiley 1961
- /59/ NITSCHKE/WOLF, "Struktur und physikalisches Verhalten der Kunststoffe", Bd. I, Springer 1962
- /60/ PAYNE/SCOTT, "Engineering Design with Rubber" Mc Laren 1960
- /61/ STUART, H.A., "Physik der Hochpolymeren", Bd.4, Springer 1956
- /62/ TOBOLSKY, A., "Structure and properties of polymers", Wiley 1960
- /63/ TRELOAR, L.R., "The Physics of Rubber-Elasticity", Oxford Clarendon 1967

#### IV.3 Spezialliteratur über die Viskoelastizitätstheorie und Berührungsprobleme

- /64/ ALBLAS/KUIPERS, "The Contact Problem of a Rigid Cylinder on a Thin Viscoelastic Layer" Int.J.Engin.Sci. Vol. 8. (1970), S. 363-380
- /65/ ALFREY, T., "Non homogeneous stresses in viscoelastic Media" QAM 1944, Vol. II Nr. 2
- /66/ BLAND/LEE, "On the determination of a Visco-elastic Model for stress Analysis of Plastics", J.o.appl.mech., Sept.1956
- /67/ GOTTENBERG/CHRISTENSEN, "Some Interesting Aspects of General Linear Viscoelastic Deformation", Trans.Soc. Rheol., Bd. VII 1963, S. 171-180

- /68/ GRAHAM, G.A.C., "The Contact Problem in the Linear Theory of Viscoelasticity", Int.J.Engin.Sci. Vol.3 (1965), S. 27-46
- /69/ GREEN/RIVLIN, "Simple deformation of materials with memory", Acta mechanica 5, 1968, S. 254-273
- /70/ GURTIN/STERNBERG, "On the Linear Theory of Viscoelasticity", Arch.Rat.Mech.Anal. Vol.11 No.4 (1962) S. 291-356
- /71/ HUNTER, S.C., "The Rolling Contact of a Rigid Cylinder with a Viscoelastic Half Space", J.o.appl.mech. 1961 (Dec.), S. 611
- /72/ IGNACZAK, J., "Plane-strain and generalized plane-stress analysis of a rotating viscoelastic cylinder", Technical-Report 562-30-4 (1962), Brown-University
- /73/ KAWAHARA, H. "A Numerical Analysis on Viscoelastic Structures by the Finite Element Method", Bull.Facul. Sci + Eng, Vol. 15 (1972), pp. 75-91
- /74/ LEE, E.H., "Stress Analysis in viscoelastic bodies" Quart.appl.math. Vol. VIII,2, 1955
- /75/ LEE, E.H., "Stress Analysis in viscoelastic Materials", J.o.appl.Phys. July 1956, S. 665, Vol. 27 Nr. 7
- /76/ LEE/RADOK "The Contact Problem for Viscoelastic Bodies", J.o.appl.mech. Sept. 1960, S. 438
- /77/ LEE/RADOK/WOODWARD, "Stress Analysis for linear Viscoelastic-Materials", Trans.Soc.Rheol. III, S.41-59(1959)
- /78/ LEE/ROGERS, "Solution of Viscoelastic stress analysis Problems using measured, creep or relaxation Functions" J.o.appl.mech. 1963, S. 127-133
- /79/ DE LYNCH, F., "A Finite Element Method of Viscoelastic Stress Analysis with Application to Rolling Contact Problems" Int.J.Num.Math.Eng. Vol. 1 (1969), p.379-394
- /80/ MAY/MORRIS/ATAK, "Rolling Friction of a hard Cylinder over a viscoelastic Material", J.o.appl.phys. Vol.30 (1959) Nov. Nr. 11, S. 1713
- /81/ MORLAND/LEE, "Stress analysis for linear viscoelastic materials with temperature variations", Transl.Soc.Rheol. IV, S. 233-263 (1960)
- /82/ MORLAND, L.W., "A Plane Problem of Rolling Contact in linear Viscoelasticity Theory", J.o.appl.mech. June 1962, S. 345
- /83/ MORLAND, L.W., "Exact solutions for rolling contact between viscoelastic cylinders", Quart.J.Mech.Appl.Math. XX 1967, S. 73-106
- /84/ MORLAND, L.W., "Rolling Contact between Dissimilar Viscoelastic Cylinders", Quart.J.Appl.Math. Vol.25 1967, S. 363-376

- /85/ RADOK, J.R.M., "Visco-elastic stress analysis", Quart. appl.Math. Vol. XV (1957)
- /86/ ROGERS/LEE, "The cylinder problem in viscoelast. stress analysis", Quart.appl.Math. 22(1964), S. 117
- /87/ SCHAPERY, R.A., "An Engineering Theory of nonlinear Viscoelasticity with Applications", Int.J.Solids + Structures 1966 Vol. 2, pp. 407-425
- /88/ SIPS, R., "General theory of Deformation of Viscoelastic Substances", Journal of Polymer Sci. Vol.VII(1951), S. 191-205
- /89/ TING, T.C.T., "The contact stresses between a rigid indenter and a Viscoelastic half space", J.o.appl.mech. 1966 Dez., S. 845
- /90/ TING, T.C.T., "Contact Problems in the linear Theory of Viscoelasticity", J.o.appl.mech. 1968 Juni
- /91/ WEBBER, J.P.H., "Stress Analysis in Viscoelastic Bodies Using Finite Elements and a Correspondence Rule with Elasticity" Journal of Strain Analysis Vol.4(1969), S. 236-243
- /92/ YOH-HAN-PAO, "Extension of the Hertz Theory of Impact to the Viscoelastic case", J.o.appl.phys. Vol.26, 9(1955)
- /93/ YANG, W.H., "The contact problem for viscoelastic bodies" J.o.appl.mech. Juni 1966, S. 395
- /94/ ZIENKIEWIECZ u.a., "A numerical Method of Viscoelastic Stress-Analysis", Int.J.mech.Sci. Vol. 10(1968),pp.807-827

#### IV.4 Spezialliteratur über Materialeigenschaften und Wärmeentstehung

- /95/ BULGIN/HUBBARD, "Rotary Power Loss Machine", Trans.Inst. Rubber Ind. Vol. 34 (1958) Nr. 5 (oct)
- /96/ CARMICHAEL/HOLDAWAY, Application of the 3-Parameter Stress-Function to Natural Rubbers of Widely Different Hardness" J.appl.phys., Vol. 32 (1961)
- /97/ CLAUSER/KNAUSS, "On the Numerical Determination of Relaxation and Retardation Spectra for Linearly Viscoelastic Materials", Trans.Soc.Theol.12 (1968), S. 143-153
- /98/ FLETCHER/GENT, "Non-Linearity in the Dynamic Properties of Vulcanised Rubber-Compounds", Trans.Inst.Rubber Ind. 1953 (29), S. 266 ff.
- /99/ GENT, A.N., "On the Relation between Indentation Hardness and Youngs Modulus", Translat. of the IRI, Bd. 34 (1958) S. 46-57
- /100/ GENT/HENRY, "Rolling Friction on Viscoelastic Substrates", Trans.Soc,Rheol.13 (1969), S. 255-271

- /101/ GOTTENBERG/CHRISTENSEN, "An Experiment for Determination of the Mechanical Property in Shear for a Linear, Isotropic Viscoelastic Solid", Int.J.Engin.Soc., Vol.2 (1964), pp. 45-57
- /102/ GROSCH, K.A., "The Relation between the Friction and the Viscoelastic Properties of Rubber", Rubber Chem. Techn.37 (1964), S. 386-403
- /103/ HECKEL, K., "Die Ermittlung einfacher Modelle aus dynamischen Modulmessungen"
- /104/ HECKEL, K., "Ermittlung des komplexen E-Moduls von hochmolekularen Stoffen", Kunststoffe Bd. 53 (1963) Heft 12, S. 899
- /105/ HEGMON, R.R., "The Contribution of Deformation Losses to Rubber Friction", Rubber Chem.Techn.42(1964), S. 1122-1135
- /106/ MANCKE/FERRY, "Dynamic Mechanical Properties of Cross-linked Rubbers", Trans.Soc.Rheol. 12 (1968), S.335-350
- /107/ MEINECKE, E.A., "Dynamisches Verhalten von Elastomeren bei großen Dehnungen überlagerten Schwingungen", Rheolog.Acta 10, 302-309 (1971)
- /108/ NINOMIYA/FERRY, "Some approximate equations useful in the phenomenological Treatment of Linear Viscoelastic Data",J.coll.Science 14 (1959), S. 36-48
- /109/ PAYNE, A.R., "Transmissibility through and Wave Effects in Rubber", Rubber Chem.Techn.1969, S. 1190-1244
- /110/ SCHAPERY, R.A., "Effect of Cyclic loading on the Temperature in Viscoelastic Media with Variable Properties", AIAA Journal Vol. 2 No. 5 May 1964, S. 827-835
- /111/ SCHWARZL, F.R., "Über die Umrechnung viskoelast. Funktionen", Rheologica Acta, S. 13 (1968)
- /112/ SNOWDON, J.C., "Representation of the Mechanical Damping Possessed by Rubberlike Materials and Structures", Rubber Chem.Techn.1969, S. 370-385
- /113/ TAUCHERT, T.R., "Heat Generation in a Viscoelastic Solid", Acta Mech, III/4, S. 385-396
- /114/ TAUCHERT, T.R., "Transient Temperature Distributions in Viscoelastic Solids Subject to Cyclic Deformations", Acta Mech, V (1968), S. 239-252
- /115/ WILLIAMS, J.L., "Structural Analysis of Viscoelastic Materials", AIAA-Journal 1964 May, S. 785-808
- /116/ WILLIAMS/MAJOR, "Complex Stress Relaxation in Rubber" Rubber Chem.Techn. 43 (1970) Nr. 4, S. 735-744

## V. ROLLPROBLEME IN DER ANWENDUNG

### V.1 Spezialliteratur - größtenteils aus der Drucktechnik

- /117/ BAUERFEIND, E., "Untersuchungen an zylindrischen Gummiwälzrädern", Diss. TH Braunschweig 1966
- /118/ BORCHARDT, H.A., "Rolling Radius of Rubber-Covered Cylinders", Machine Design 31, 1959, 7-9
- /119/ BORCHARDT u.a., "Experimental Studies of Rolling in Rotation to Cylinder Coverings in Letterpress and Offset Printing", Printing Technology Vol. II Nr. 2, Oct. 1958, S. 57-65
- /120/ BORECKY, J., "Optimal Rolling Conditions on Offset Presses", Vortrag bei Pira-Tag. London 1970
- /121/ DECKER, P., "Beitrag zur Analyse des Offsetprozesses" Diss. TH München 1974
- /122/ EVANS, I., "The rolling resistance of a wheel with solid rubber tyre", Brit.J.appl.phys. 1954, Vol. 5 May, S.187-188
- /123/ GEORGE u.a., "Gravure Nip Mechanics", TAGA S. 151-160, 1964
- /124/ GLÜCK, M., Rollprobleme an Mehrwalzensystemen unter Einbeziehung einer viskoelastischen Walze", Mitteilungen der Forschungsgesellschaft Druckmaschinen e.V., 1/Juni 1972
- /125/ GLÜCK, M., "Beitrag zur qualitativen Beschreibung des Rollmomentes zwischen einer starren Walze und einer Walze mit viskoelastischem Belag", Mitteilungen der Forschungsgesellschaft Druckmaschinen e.V., 1/März 1974
- /126/ GLÜCK, M., "Über das Verhalten von Farbe im Modell-Walzenfarbwerk", Mitteilungen der Forschungsgesellschaft Druckmaschinen e.V., 2/Mai 1974
- /127/ GLÜCK, M., "Beitrag zum Betriebsverhalten eines Modell-Walzenfarbwerkes", Mitteilungen der Forschungsgesellschaft Druckmaschinen e.V., 3/Juli 1974
- /128/ GLÜCK, M., "Temperaturen in Walzenfarbwerken" Teil 1 u. 2 Druck-Print 1 u. 3/1973
- /129/ GRAF, E., "Untersuchungen an Tiefdruckpresseuren", Druckspiegel Nr. 6 1970, S. 303-310
- /130/ HOLZWEISSIG, Fr., "Dynamische Untersuchungen an der Zylindergruppe einer Offsetmaschine" Diss. TH Dresden 1959
- /131/ KORNMAN, P., "Untersuchung zur Ermittlung der Beanspruchung von Gummiwalzen beim Transport von Flachformstoffen" Archiv für Druckt. Nov. 1967, S. 75-80

- /132/ KORNMAN, P., "Untersuchung zur Ermittlung verarbeitungs-technischer Kennwerte des kontinuierlichen Flachformstofftransportes in Verarbeitungsmaschinen", Diss. TH-Karl-Marx-Stadt 1969
- /133/ LINDEMANN, H., Studienarbeit 1975
- /134/ LIVINGSTONE/BROWN, "Physics of the slipping wheel. II. Slip under both tractive and lateral forces", I. in 42 (1964) S.1014 / III. Sept. 1970, S.981, Rubber Chem. Techn.
- /135/ MÄRKER, M., "Ermittlung der Rollreibungszahlen der Paarung Gummi - Stahl", Maschinenbautechnik 12(1963) Heft 4 S. 180-185
- /136/ MILLER, R.D.W., "Printing Blanket Properties and Nip Conditions on two Blanket Testing Instruments", IARIGAI-Konferenz, Wien 1969
- /137/ PEEL/JONES, "The Elastic Properties of Supercalender Roll Materials and Microslip", EUCEPA-Conference, London 1966
- /138/ PEEL/HUDSON, "Application of Elasticity Theory to a Supercalender Nip", Papertechnology, 1966, Vol.7, No.5
- /139/ PFEIFFER, G., "Beitrag zum Problem der Rollvorgänge in Druckmaschinen unter besonderer Berücksichtigung der visko-elastischen Eigenschaften von Walzenbelägen", Diss. TH-Darmstadt 1970
- /140/ POTT, U., Diplomarbeit 1972
- /141/ RECH, H., "Beiträge zur experimentellen und rechnerischen Untersuchung des Farbtransportes in Walzenfarbwerken von Druckmaschinen", Diss. TH-Darmstadt 1971
- /142/ SCHIRMER, W., "Betrachtung der Druckabwicklung an Bogen-Offsetdruckmaschinen I/II", I. Druck u.Reproduktion 1969/2, S. 21-24, II. Druck u.Reproduktion 1969/4, S. 54-58
- /143/ TOLLENAAR, D., "Warmte-ontwikkeling in drukrollen" (Übersetzung), IGT-Nieuws IE (1963), Nr. 2, S. 25-29
- /144/ WIRZ, B., "Beiträge zum Problem der Auslegung von Farbwerken an Rotationsmaschinen des Hoch- und Flachdrucks", Diss. TH-Darmstadt 1963

## V.2 Hydrodynamische, elasto-hydrodynamische Theorie

- /145/ DOWSON/HIGGINSON, "Elasto-hydrodynamic lubrication", Pergamon Press 1966
- /146/ DOWSON/WHOMES, "Effect of Surface quality upon the traction characteristics of lubricated cylindrical contacts", Proc.Inst.Mech.Eng. 1967-1968, S.292-99

- /147/ JEFFERIS/JOHNSON, "Sliding Friction between lubricated rollers", Proc.Inst.Mech.Eng. 1967-1968, S.281-291
- /148/ JOHNSON/CAMERON, "Shear Behavior of Elastohydrodynamic Oil Films at High Rolling Contact Pressures", Proc.Inst. Mech.Eng. 67-68 S. 307-319
- /149/ LIESEGANG, R., "Der nichtisotherme hydrodynamische Schmierfilm zwischen hochbelasteten elastischen Walzen", VDI-Z. 111 (1969, Nr. 19, Oktober I, S. 1344
- /150/ PEPPLER, W., "Druckübertragung an geschmierten zylindrischen Gleit- und Wälzflächen", VDI-Forschungsheft 391, Beilage zu "Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens"
- /151/ PLINT, M.A., "Traction in Elasto-hydrodynamic Contacts", Proc.Inst.Mech.Eng. 1967-68, S. 300-306
- /152/ SCHOEPPPEL, R.A., "Rolling and sliding Contact Stress Parameters in Elastohydrodynamic Lubrication", J.o.appl.mech. Juni 1967

### V.3 Rheology der Druckfarbe

- /153/ ASKEW, F.A., "Rheology in Relation to the Flying of Printing Inks", Rheologica Acta IV (1965), S.285-286
- /154/ BANKS, W.H., "An outline of Rheology in Printing", Rheol.Acta IV (1965), S. 272-275
- /155/ CARR, W., "Colloidal aspects of printing inks", J.oil col. Chem.Ass. 1972 (55), pp. 794-811
- /156/ CHENG, D.Ch., "Cone-and-plate viscometry: explicit formular for shear stress and shear rate and the determination of the inelastic thixotropic properties", Brit.J.Appl.Phys. 1966 Vol. 17 S. 253-263
- /157/ CROSS, M., "Rheology of Viscoelastic Fluids: Elasticity Determination from Tangential Stress Measurements", J.of Colloid and Interface science Vol. 27 Nr.1 pp.84-90
- /158/ CROSS, M., "Rheology of Non-Newtonian-Fluids: A new Flow-Equation for Pseudoplastic Fluids", J.o.Colloid Science 20 (1965), p. 417-437
- /159/ DOUGLAS/LEWIS/SPAULL, "The investigation of the dynamic visco-elastic functions of printing inks", Rheol.acta 10, S. 283-386 (1971)
- /160/ ERB/HANSON, "The Tensile Strength and Tacky Behavior of Polymeric Liquids", Trans.Soc.Rheol.IV (1960), pp. 91-116
- /161/ HERBST, W., "Beitrag zur anwendungstechnischen und rheologischen Prüfung von Druckfarben", Kopie aus Farbe + Lack 5/69

- /162/ LAVELLE u.a., "Rheology of Lithographic Ink Emulsions", 9th IARIGAI-Conference Rom 1967
- /163/ LEWIS/SPAULL, "Viscoelasticity of tin printing inks", Printing Technology July 71, p. 38-42, Vol, 15; Nr. 2
- /164/ LOWER/WALKER u.a., "The rheology of printing inks. II. Temperature Control studies in the rotational viscometer", J.o.Colloid Science 1953, p. 116-129
- /165/ MEWIS, J., "Applications de rhéométrie oscillatoire", FATIPEC-Kongreß 1968, Sect. 3, S. 120
- /166/ MEWIS/VERBIST, "Le tirant comme mesure de l'écoulement des encres d'imprimerie", FATIPEC-Kongreß 1970, S.591
- /167/ MILL, C.C., "Rheology of Disperse Systems" dort: Casson, Joblin u.Oldroyd, Conference of the Brit.Soc.Rheol.1957
- /168/ MILL, C.C., "Physical Testing of Printing Ink", J.Oil Col.Chem.Ass. 1968, 51 S. 861-874
- /169/ OITTINEN/PERILÄ, "On the rheological properties of Printing Inks", Sonderdruck 1972, S. 95-104
- /170/ PAHLKE/HELMES, "Untersuchungen über den Einfluß der Polarität von Pigmenten und Bindemitteln auf die viskoelastischen Eigenschaften von Druckfarben", X. FATIPEC-Kongreß 1970, S. 549
- /171/ PAHLKE, H., "Untersuchung über den Einfluß von Pigmenten auf das Fließverhalten von Druckfarben", IX.Congreß FATIPEC 1968 Brüssel Sec. 3, S. 88-95
- /172/ PAHLKE, H., "Untersuchungen über das Fließverhalten von Druckfarben", Kopie Farbe + Lack 3/69
- /173/ POND, K.I., "Some Observations of the Effect of Pigment Volume Concentration on Tack", Rheol.Acta IV(1965), S. 280-281
- /174/ ROSTED, C.O., "Rheology and Printing Properties" J.Oil Col.Chem.Ass. 1971, Vol. 54, pp. 520-545
- /175/ SCHMELZER, H., "Kritische Bemerkungen zur Messung der rheologischen Eigenschaften von Druckfarben mit dem Kegel-Platte-Viskosimeter", Farbe + Lack 1973, S. 1066-1071
- /176/ SCHIRMER/RENZER, "Über die drucktechnische Prüfung von Druckfarben", X. FATIPEC-Kongreß, S.575
- /177/ SMITH/LEACH, "Present Position of Rheology in Printing Inks", Rheol.Acta IV (1965), S. 279-280
- /178/ TRUMAN/HUDSON, "The rheological Behavior of Paper and Ink in the Offset Printing Process", Pulp and Paper Magazine of Canada, Juni 1962
- /179/ WATANABE, K., "Dynamic Viscoelasticity of Printing Ink", Graphic Arts of Japan 1971, S. 30-33



- /180/ WERNER, U., "Zur Rheologie der Druckfarben", Archiv f. Drucktechnik (1966)
- /181/ WHITFIELD, G.W., "Rheology of Printing Ink (Letterpress and Litho)", Rheol. Acta IV (1965), S. 276-278
- /182/ ZETTMAYER, A.C., "Rheology of Printing Inks", American Ink Maker, Febr. 1953, S. 31-33, S. 63

#### V.4 Farbe im Walzenspalt

- /183/ BANKS/MILL, "Tacky Adhesion - A Preliminary Study", Journ. of Colloid Science 1953 Bd. 8, S. 153 ff.
- /184/ BANKS/MILL, "Some observations on the behaviour of liquids between rotating rollers", Proc. Roy. Soc. Serie A 223 (1954), S. 414-419
- /185/ GRAICHEN/RIECHE, "A Contribution to Tack Measurements", IARIGAI-Conference 1967 Rom. In Banks: "Inks, Plates and Print Quality", Bd. V
- /186/ HELLINCKX/MEWIS, "Rheological behavior of pigment dispersions as related to roller passage", Rheol. Acta 1969 (8), S. 519-525
- /187/ MILL, C.C., "The Behaviour of Printing Ink on Rollers", J. Oil Col. Chem. Ass. Vol. 44 1961, S. 596-617
- /188/ MILL, C.C., "The behavior of liquids on rotating rollers", J. Oil Col. Ass. 1967 (50), pp. 396-406
- /189/ MITCHELL, D., "Rolling Contact Lubrication Using a Maxwell Fluid", Journ. Mech. Eng. Sci. Vol. 12 Nr. 4 (1970), S. 235-237
- /190/ MYERS/HOFFMANN, "The distribution of pressures in the roll application of Newtonian Fluids". Trans. Soc. Rheol. V (1961), S. 317-328
- /191/ MYERS, MILLER u.a., "The splitting of thin liquid films", Kinematics, J. of Colloid Science 14 (1959), S. 287-299
- /192/ SJODAHL, L., "Ink Flow on Rotating Rollers", American Ink Maker March 1951
- /193/ SCHNEIDER, G.B., "Analysis of Forces Causing Flow in Roll Coaters", Trans. Soc. Rheol. VI (1962), S. 209-221
- /194/ TANNER, R.J., "Full-Film Lubrication Theory for a Maxwell Liquid", Int. J. Mech. Sci. 1960, Vol. 1, p. 206-215
- /195/ TAYLOR/ZETTMAYER, "Hypothesis on the Mechanism of Ink Splitting During Printing", TAPPI Dez. 58, Vol. 41, pp. 749-757
- /196/ VOET/GEFFKEN, "The Nature of Tack", Industrial and Engineering Chemistry, Juli 1951, S. 1614-1624

- /197/ WIRZ, B., "Die wissenschaftlichen Grundlagen des Flachdruckverfahrens", Teil II, Druck-Print 11 1972

## VI. M E S S T E C H N I K

- /198/ BRINK, R. "Instrumentation for Roller Nip Studies", TAGA Proceedings 1963, S. 103-107
- /199/ FORBES, A.G.D., "Measuring the Pressure in Press Nip", The world's paper trade review Febr 9, 1956, S.338-340
- /200/ GLADUN/FÖRSTER, "Aufnehmer zur Komponentenzerlegung ebener Kraftvektoren", messen, steuern, regeln 13(1970) H.3, S. 110 ff.
- /201/ HEINE/SCHWEBE, "Multiplizierendes Digitalinstrument mißt Drehzahl, Drehmoment, Leistung", Elektronik 1969 Heft 10
- /202/ HOLECEK/KUNTZL, "Dynamische Messung von Drehmomentenverläufen", Feinwerktechnik 74, 1970, Heft 10, S.431-435
- /203/ MÄHR, M., "Elektronische Messung veränderlicher Drehmomente der Feinwerktechnik", Arch.f.techn.Messen (ATM) Blatt V 136-7 (April 72)



## L E B E N S L A U F

- 16.1.1943 in Darmstadt geboren als Sohn des Richard Glück und seiner Ehefrau Karoline geb. Rau
- 1949 - 1953 Volksschule in Darmstadt
- 1953 - 1962 Besuch der Lichtenberg-Schule, Gymnasium für Jungen, Darmstadt
- März 1962 Abitur
- 1.4.-30.9.1962 Praktikum in der Maschinenfabrik Goebel, Darmstadt, und der Eisengießerei Reinhardt
- 1962 - 1968 Studium des Maschinenbaus an der TH Darmstadt
- 1965 Vordiplom
- ab 1965 Studium der Fachrichtung Druckmaschinenbau unter Prof. Dr.W.Eschenbach; zwischenzeitlich 1/2 Jahr Praktikum in der Maschinenfabrik Goebel, Darmstadt, und der Druckerei H.A. Braun, Berlin.
- Tätigkeit in der Papier- und Kartonagenfabrik Heil, Darmstadt
- 1968 Diplomhauptprüfung
- 1969 Einstellung als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren an der TH Darmstadt unter Leitung von Prof. Dipl.-Ing. K.R. Scheuter
- 1970 Eheschließung mit Hildegard Glück geb. Sehnert
- 1970 Ernennung zum wissenschaftlichen Assistenten am Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren
- 1972 Umwandlung des Dienstverhältnisses in "Dozent an einer Universität"
- 1974 Geburt der Tochter Susanne